



Rasa ŽYGIENĖ

GELEŽINKELIO RIEDMENŲ RATŲ SU PAŽAIDOMIS IR BĖGIŲ SĄVEIKOS DINAMINIŲ PROCESŲ TYRIMAS

DAKTARO DISERTACIJA
TECHNOLOGIJOS MOKSLAI
TRANSPORTO INŽINERIJĄ (03T)

Rasa ŽYGIENĖ GELEŽINKELIO RIEDMENŲ RATŲ SU PAŽAIDOMIS IR BĖGIŲ SĄVEIKOS DINAMINIŲ PROCESŲ TYRIMAS

Vilnius „Technika“ 2015

2323-M

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Rasa ŽYGIENĖ

GELEŽINKELIO RIEDMENŲ RATŲ SU
PAŽAIDOMIS IR BĖGIŲ SĄVEIKOS
DINAMINIŲ PROCESŲ TYRIMAS

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
TRANSPORTO INŽINERIJA (03T)



LEIDYKLA
Vilnius TECHNIKA 2015

Disertacija rengta 2009–2015 metais Vilniaus Gedimino technikos universitete.

Mokslinis vadovas

prof. habil. dr. Marijonas BOGDEVICĖIUS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – 03T).

VG TU leidyklos TECHNIKA 2323-M mokslo literatūros knyga
<http://leidykla.vgtu.lt>

ISBN 978-609-457-813-7

© VG TU leidykla TECHNIKA, 2015

© Rasa Žygienė, 2015

rasazz@gmail.com

VILNIUS GEDIMINAS TECHNICAL UNIVERSITY

Rasa ŽYGIENĖ

RESEARCH ON THE DYNAMIC
PROCESSES OF THE INTERACTION
BETWEEN THE DAMAGED WHEELS OF A
RAILWAY VEHICLE AND RAILS

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,
TRANSPORT ENGINEERING (03T)



LEIDYKLA
Vilnius TECHNIKA 2015

Doctoral dissertation was prepared at Vilnius Gediminas Technical University in 2009–2015.

Scientific Supervisor

Prof Dr Habil Marijonas BOGDEVICHĪUS (Vilnius Gediminas Technical University, Technological Sciences, Transport Engineering – 03T).

Reziumė

Eismo saugumui užtikrinti, projektuojant ir eksploatuojant geležinkelio riedmenis ir kelią, nustatant jų konstrukcinius normatyvus, remonto taisykles, būtina įvertinti geležinkelio rato ir bėgio sąveikos dinamines charakteristikas.

Disertacijoje tyrimų problematika, tikslas ir uždaviniai nustatyti atlikus dėl rato ir bėgio sąveikos vykstantiems dinaminiam procesams taikomų Lietuvos ir užsienio mokslininkų sukurtų metodų analizę.

Pirmame skyriuje išanalizuoti geležinkelio bėgių ir aširačių ratų defektai ir pažeidimai, jų atsiradimo priežastys, reikalavimai ir galimi šalinimo būdai.

Antrame skyriuje aprašomas sukurtas sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematinis modelis, leidžiantis tirti rato su iščiūžomis ir bėgio sąveiką. Sistema „Riedmuo-Kelias“ modeliuojama įvertinant sankasos grunto, pabėgių, bėgio ir tarpinės fizines bei mechanines savybes, riedmens dinamines savybes, važiuojant skirtingais greičiais ir esant skirtingiems rato iščiūžų dydžiams.

Trečiame skyriuje, remiantis teorinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatais, sukurta ir aprašyta vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodika (KAM). Nustatyta dėl rato su iščiūža ir bėgio sąveikos veikiančios smūgio jėgos matematinės funkcijos išraiška, įvertinanti riedmens greitį, sąveikaujančių kūnų geometrinius parametrus, jų fizines ir mechanines savybes bei iščiūžos parametrus.

Ketvirtame skyriuje pateikiamas pagal sukurtą matematinį modelį atliktas sistemos „Riedmuo-Kelias“, kai ratas turi iščiūžą, dinaminių procesų tyrimas.

Naudojant dėl rato ir bėgio sąveikos veikiančios smūgio jėgos supaprastintą matematinę funkcijos išraišką, nustatytos jėgos maksimalios reikšmės ir jos poveikis bėgiui bei ratui. Gauti eksperimentiniai rezultatai palyginti su kitų mokslininkų ir AB „Lietuvos geležinkeliai“ naudojamo riedmenų automatinės kontrolės prietaiso ATLAS-LG gautais maksimalių jėgų rezultatais.

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai, bendrosios išvados, literatūros ir autorės publikacijų disertacijos tema sąrašas bei 3 priedai.

Disertacijos tema paskelbti 6 straipsniai. Disertacijos tema perskaityti 6 pranešimai Lietuvos ir užsienio šalių konferencijose.

Abstract

The dynamical characteristics of the interaction between a wheel of a railway vehicle and a rail must be evaluated in order to ensure traffic safety, to design and utilize the railway vehicle and to determine its constructional standards and maintenance regulations.

Research problems, aim and objectives have been formulated in the thesis following an overview of the methods created by Lithuanian and foreign scientists and applied for determining the dynamical process that occur between the interacting wheel and rail.

The first chapter of the dissertation looks at damage to and faults in the wheel of the railway vehicle and the rail and analyzes their causes, requirements and possible methods of their disposal.

The second chapter describes the developed mathematical method for the system „Vehicle-Track“, which allows determining the interaction between the wheel flat and the rail. The system „Vehicle-Track“ has been modelled for estimating the mechanical and physical properties of subgrade soil, sleepers, the rail and the pad as well as for assessing the dynamical properties of the vehicle moving at different velocities and having wheel flats of different sizes.

The third chapter focuses on the methodology for determining a vertical wheel load (KAM) according to theoretical and experimental research data. The expression of a mathematical function of impact force occurring due to the interaction between the wheel flat and the rail has been proposed thus evaluating the velocity of the vehicle, the geometrical parameters of the interacting bodies, its physical and mechanical properties and the parameters of the flat.

The fourth chapter researches dynamical processes and wheel flats using the established mathematical model for the system „Vehicle-Track“.

Due to impact force affecting the interaction of the wheel and the rail, the use of a simplified expression of the function has assisted with defining the maximum values and influence of this force on the rail and the wheel.

The obtained experimental results have been compared with the findings received by other authors and with the ATLAS-LG system used in JSC Lithuanian Railways for identifying maximal forces under the interaction between the wheel and the rail.

The dissertation covers the introduction, four chapters, a conclusions, a list of references, a list of the author's publications concerning the topic of the thesis and three annexes.

Under the topic of the dissertation, six articles have been published and six presentations have been made at national and international conferences.

Žymėjimai

Simboliai

a_{ck}, a_{sk} – Furjè koeficientas;

$a_{1,2}, n_{1,2}$ – matematinio modelio parametrai;

$[C]$ – slopinimo matrica;

c – slopinimo koeficientas;

e – baigtinio elemento numeris;

e_C – greičio atkūrimo koeficientas;

e_{bg}, e_{tarp}, e_s – riedmens, tarpinės, balasto tiesinis (netiesinis) slopinimo elementas;

E_R, E_W – bėgio ir rato tamprumo (Jungo) modulis;

F – jėga;

$\{F\}$ – jėgos vektorius;

f – dažnis;

g – laisvojo kritimo pagreitis;

H – Hevisaido funkcija;

$H_{ik}^{(2)}$ – antros eilės Hermito daugianariai;

h_k – atstumas nuo bėgio geometrinio centro iki bėgio galvutės paviršiaus;

$[I]$ – vienetinė matrica;

i, j, k – rato ir bėgio kontakto taškai;

$[J]$ – Jacobi matrica;

I_Y – inercijos momentas;

$[K]$ – standumo matrica;

k – standumo koeficientas;

L – ilgis;

L_F – rato iščiūožos ilgis;

$[M]$ – masių matrica;

m – masė;

M_Y – sukimo momentas;

n – laipsnio rodiklis;

NH – harmonikų skaičius;

NP – taškų kontakto intervale skaičius;

$[N_w]$ – formos funkcijų matrica;

$q, \dot{q}, \ddot{q}$ – poslinkis, greitis, pagreitis;

$\{\dot{q}\}$ – greičio vektorius;

$\{\ddot{q}\}$ – pagreičio vektorius;

$\{q\}$ – poslinkio vektorius;

$q(\xi)$ – išskirstyta apkrova;

P – galia;

p – slėgis;

R – spindulys;

t – laikas;

Δt – integravimo žingsnis;

$\{U\}$ – baigtinio elemento poslinkių vektorius;

$\{u\}$ – poslinkių vektoriai pagal X ašį;

V – greitis;

v – greičio pasiskirstymas;

ΔZ – vertikalūs nelygumai;

x – bėgio koordinatė;
 φ – deviacijos kampas;
 Φ – disipacinė funkcija;
 α, β – laisvai pasirenkami koeficientai;
 $\alpha_{e,i}$ – kampas tarp rato vertikalios ašies ir spindulio;
 $\alpha_{Niumark}, \beta_{Niumark}, \gamma_{Niumark}$ – Niumarko metodo koeficientai;
 δ – skverbtis;
 $\dot{\delta}_{\max}$ – maksimalus skverbties greitis;
 ε – santykinis slydimas;
 θ, Ψ – kampas;
 λ – proporcingumo parametras;
 $\mu(\varepsilon_{e,i})$ – trinties koeficientas;
 Π – potencinė energija;
 ν_R, ν_W – bėgio ir rato Puasono koeficientai;
 ζ, s – bedimensės koordinatės;
 Ω – kampinis greitis;
 Δ_F – rato iščiuožos gylis;
 $\Delta_{sl,i}$ – tarpas tarp bėgio ir pabėgio i -tajame taške;
 $\{w\}$ – poslinkių vektoriai pagal Z ašį.

Santrumpos

BE – baigtinis elementas.
 DFT – diskrečioji Furjė transformacija.
 GET – Geležinkelių eismo taisyklės (GET 2000).
 GKPT – Geležinkelio kelio priežiūros taisyklės (GKPT 2000).
 JKR – Džonsono-Kendalo-Robertso kontakto teorija.
 KAM – supaprastintas vertikalųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodas.
 PC – kompiuteris.
 RK – Riedmuo-Kelias.
 RRP – rato riedėjimo paviršius.
 TNN – Techninio geležinkelių naudojimo nuostatai.
 TVPI – Techninės vagonų priežiūros instrukcija (TVPI 2011).

UPS – nepertraukiamo maitinimo šaltinis.

Sąvokos

Balastas – tai rupios, birios mineralinės medžiagos sluoksnis, perimantis apkrovas nuo pabėgių į sankasą ir mažinantis pabėgių poslinkius, esant apkrovoms.

Defektas – tai naujo gaminio kokybės trūkumas.

Dinamika (gr. *dynamikos* – jėgos) tiria vidines ir išorines jėgas, kurios veikia mechaninių sistemų judėjimą arba reiškinio kitimas.

Elemento dažniu vadinamas skaičius, rodantis, kiek kartų elementas pasikartoja.

Geležinkelio įmonė (vežėjas) – licencijuota įmonė keleiviams, bagažui ir (ar) kroviniams vežti naudojantis viešąja geležinkelių infrastruktūra ir užtikrinanti trauką teisėtai valdomomis traukos priemonėmis, taip pat įmonė, kuri tik teikia traukos priemones.

Geležinkelių transportas – Lietuvos Respublikos ūkio ir socialinės infrastruktūros dalis, skirta visuomenės ir ūkio subjektų poreikiams tenkinti – keleiviams, bagažui ir (ar) kroviniams geležinkeliais vežti.

Imties vidurkis (angl. *mean*) gaunamas sudėjus visus skaičius ir gautą rezultatą padalijus iš elementų kiekio. Vidurkis nurodo vidutinę reikšmę, aplink kurią išsidėsčiusi visa aibė.

Imtis – iš populiacijos (generalinės aibės) tyrimui atrinktų dydžių arba objektų grupė.

Iščiuoža – nusidėvėjusi riedamojo ar riedėjimo paviršiaus vieta, atsirandanti stabdymo metu arba važiuojant užsiblokavus ratams.

Kelias – inžinerinis statinys, kurį sudaro žemės sankasa ir viršutinė kelio konstrukcija.

Matematinis modelis – fizinė sistema, aprašyta matematine kalba, visi darbe pateikti matematiniai modeliai yra netiesinės dinamikos uždaviniai.

Mediana (angl. *median*) – skaičių aibės vidurinis (centrinis) skaičius, kuris aibę dalija į dvi dalis – mažesnių už medianą ir didesnių už medianą.

Moda (angl. *mode*) – skaičius, skaičių aibėje pasikartojantis daugiausia kartų.

Pažaida – tai naudojamo gaminio kokybės trūkumas.

Prekiniai vagonai – vagonai kroviniams vežti: dengtieji, platforminiai, cisterniniai vagonai, pusvagoniai; vagonai specialios paskirties kroviniams vežti: bunkeriniai pusvagoniai, ledaininiai, izoterminiai vagonai, grūdvežiai, transporteriniai, konteinerių ir kiti vagonai.

Riedmuo – traukos priemonės (lokomotyvai), vagonai, dyzeliniai ir elektriniai traukiniai, automotrisės ir specialieji riedmenys.

Santykinis dažnis – elemento dažnio santykis su imties elementų skaičiumi (imties didumu).

Sistema – tam tikra tvarka sujungtų elementų visuma. Šiame darbe naudojamos transporto priemonės ir kelio, transporto priemonės, kelio bei rato ir bėgio sistemos.

Smūgis – reiškinys fizikoje, kai susiduria ar susiliečia du kūnai. Šiame darbe vartojama smūgio sąvoka, dėl rato ir bėgio sąveikos susidarančiam deformuojančiam jėgos pokyčiui nustatyti.

Statinė jėga – pradiniam nusistovėjusiam procese kūną veikianti pusiausvyros jėga.

Variacinė imties eilutė – duomenys, surašyti didėjimo tvarka.

Turinys

IVADAS	1
Problemos formulavimas	1
Darbo aktualumas	2
Tyrimų objektas	2
Darbo tikslas	3
Darbo uždaviniai	3
Tyrimų metodika	3
Darbo mokslinis naujumas	4
Darbo rezultatų praktinė reikšmė	4
Ginamieji teiginiai	5
Darbo rezultatų aprobavimas	5
Disertacijos struktūra	6
Padėka	6
1. MOKSLO DARBŲ, SKIRTŲ RATO SU BĖGIU SĄVEIKAI TIRTI, APŽVALGA BEI RATO IR BĖGIO PAŽAIDŲ ANALIZĖ	7
1.1. Rato ir bėgio sąveikos tiriamųjų mokslo darbų apžvalga	7
1.2. Riedmenų ratų ir bėgių pažaidų analizė	14
1.2.1. Bėgio pažaidų analizė	15
1.2.2. Riedmenų ratų pažaidų analizė	20
1.3. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas	27

2. SISTEMOS „RIEDMUO-KELIAS“ MATEMATINIS MODELIAVIMAS.....	29
2.1. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ dinaminis modelis.....	29
2.2. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ bėgio, pabėgio ir sankasos matematinis modelis ..	32
2.3. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ rato su pažaidomis ir bėgio su nelygumais sąveikos matematinis modelis	41
2.4. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ judėjimo lygtys ir jų sprendimo metodas.....	51
2.5. Antrojo skyriaus išvados	54
3. VERTIKALIŲJŲ KONTAKTINIŲ APKROVŲ NUSTATYMO METODIKA	55
3.1. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ dėl rato ir bėgio sąveikos judėjimo lygčių sistema	55
3.2. Riedmenų rato su iščiuožia ir bėgio sąveikos matematinis modelis	56
3.3. Trečiojo skyriaus išvados	66
4. MATEMATINIO MODELIAVIMO TYRIMO REZULTATAI IR VERTIKALIŲJŲ KONTAKTINIŲ APKROVŲ NUSTATYMO METODIKOS PRAKTINIS PRITAIKYMAS.....	67
4.1. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ pradiniai skaičiavimo duomenys	67
4.2. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematinio modeliavimo rezultatai	72
4.3. Vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodikos pritaikymas dinaminiam procesams tirti.....	80
4.3.1. Smūgio jėgų tyrimas ir analizė	80
4.3.2. Sistemos „Riedmuo-Kelias“, kai ratas su pažaida, dinaminio proceso tyrimas ir analizė	83
4.4. Vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodika gautų tyrimų rezultatų palyginimas su kitų autorių tyrimų rezultatais.....	90
4.5. Praktinis vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodikos galimybės	93
4.6. Ketvirtąjo skyriaus išvados	102
BENDROSIOS IŠVADOS	105
LITERATŪRA IR ŠALTINIAI.....	107
AUTORIAUS MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SARAŠAS .	115
PRIEDAI.....	117
A priedas. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ skaičiavimo duomenys	118
B priedas. Bėgių pažaidų šalinimo būdai	120
C priedas. Vidinių bėgių galvutės defektų (pažaidų) analizė	121

Contents

INTRODUCTION	1
Problem formulation.....	1
Relevance of the thesis	2
Object of research.....	2
Aim of the thesis.....	3
The objectives of the thesis	3
Research methodology	3
Scientific novelty of the thesis	4
The practical of the research findings.....	4
Defended statements.....	5
Approval of the research findings	5
Structure of the dissertation.....	6
Acknowledgements	6
 1. A REVIEW OF SCIENTIFIC WORKS EXAMINING THE INTERACTION BETWEEN THE WHEEL AND THE RAIL AND THE ANALYSIS OF DEFECTS IN THE RAIL AND WHEELS.....	 7
1.1. A review of scientific works examining the interaction between the wheel and the rail.....	 7
1.2. The analysis of defects in the wheels of rolling stock and rails.....	14
1.2.1. The analysis of defects in rails.....	15
1.2.2. The analysis of defects in the wheels of rolling stock	20

1.3. Conclusions of Chapter 1 and the formulation of the tasks of the dissertation.....	27
2. MATHEMATICAL MODELLING OF THE SYSTEM “VEHICLE-TRACK”	29
2.1. A dynamical model for the system “Vehicle-Track”	29
2.2. A mathematical model of the rail, sleeper and railway bed for the system “Vehicle-Track”	32
2.3. A mathematical model of the interaction between the defected wheel and the rail for the system “Vehicle-Track”	41
2.4. An equation of motion and its solving method for the system “Vehicle-Track”	51
2.5. Conclusions of Chapter 2	54
3. THE METHODOLOGY FOR DETERMINING A VERTICAL CONTACT LOAD OF THE WHEEL	55
3.1. An equation of motion for the System “Vehicle-Track”	55
3.2. The mathematical model for the interaction between the wheel of rolling stock and the rail.....	56
3.3. Conclusions of Chapter 3	66
4. THE RESULTS OF MATHEMATICAL MODELLING AND THE PRACTICAL APPLICATION OF THE METHODOLOGY FOR DETERMINING A VERTICAL LOAD ON THE WHEEL	67
4.1. Initial calculation data on the system “Vehicle-Track”	67
4.2. The results of mathematical modeling for the system “Vehicle-Track”	72
4.3. The application of the methodology determining a vertical load of the wheel for the research on dynamic processes	80
4.3.1. Research and analysis of impact forces	80
4.3.2. Research and analysis of dynamic processes of the system “Vehicle-Track” when a wheel has a flat	83
4.4. A comparison of research results obtained using the methodology for determining a vertical load of the wheel with the results received by other authors	90
4.5. The practical application of the methodology for determining a vertical load of the wheel	93
4.6. Conclusions of Chapter 4	102
GENERAL CONCLUSIONS	105
REFERENCES	107
LIST OF SCIENTIFIC PUBLICATIONS BY AUTHORS ON THE TOPIC OF THE DISSERTATION	115

ANNEXES	117
Annex A. Calculation data on the system “Vehicle-Track”	118
Annex B. Methods for removing damage to rails.....	120
Annex C. The analysis of defects (faults) to the inner rail head.....	121

Ivadas

Problemos formulavimas

Geležinkelių eismo sauga, stabilumas, triukšmas ir komfortas priklauso nuo rato ir bėgio sąveikos. Rato ir bėgio sąveikos uždavinys didėjant apkrovoms ir greičiams tampa vis aktualesnis.

Rato ir bėgio kontakte atsirandančių jėgų pasiskirstymas turi įtakos riedmens ir kelio dinamikai. Kontaktinių jėgų dydis tiesiogiai priklauso nuo riedmens judėjimo greičio, rato ir bėgio bei jų pažaidų (defektų) geometrinių parametrų ir sistemos „Riedmuo-Kelias“ fizinių ir mechaninių savybių.

Riedėdamas bėgiu riedmens ratas dėl bėgio profilio, rato paviršiaus geometrinių netikslumų bei pažaidų sukelia dinامينius poslinkius, smūgius, vibracijas, triukšmą. Triukšmas ir vibracijos neigiamai veikia aplinką, trukdo žmonių darbui, poilsiui, neigiamai veikia jų sveikatą (Mačiūnas *et al.* 1999).

Ratų ir bėgių pažaidos (defektai) retai aptinkamos pradinėse eksploatacijos stadijose, o laikui bėgant jos didėja.

Norint sumažinti rato ir bėgio nusidėvėjimą ir pailginti jo eksploatacinį laikotarpį bei saugoti aplinką reikia tyrinėti rato ir bėgio sąveikos procesus, spręsti rato ir bėgio konstrukcijos paviršių suderinamumo uždavinius bei kontroliuoti ir prognozuoti jų būsenas.

Pagrindinė problema eismo saugos požiūriu yra geležinkelio riedmenų riedėjimo stabilumas ir nuriedėjimas nuo bėgių. Dėl rato pažaidų bei rato ir bėgio kontakte susidarančių smūgio jėgų ratas gali prarasti kontaktą su bėgiu, riedmuo nuriedėti nuo bėgių, sukelti avariją ar katastrofą, o tai – žala aplinkai, žmonių sveikatai ir gyvybei.

Dažnai matematiniuose rato su bėgiu sąveikos modeliuose neįvertinami rato ir bėgio kontakto praradimai, galimi tarpeliai tarp bėgio ir pabėgio bei bėgio ir balasto arba įvertinama tik dalis šių sąlygų.

Tikslinga sukurti rato ir bėgio sąveikos matematinį modelį, leidžiantį tiksliau aprašyti rato iščiūožą ir rato geometriją, įvertinus galimus rato ir bėgio kontakto praradimus ir tarpelius tarp bėgio ir pabėgio bei pabėgio ir balasto.

Dėl rato ir bėgio sąveikos maksimalioms smūgio jėgoms nustatyti kuriami sudėtingi matematiniai modeliai ir kompiuterinės programos. Trūksta mokslinių sprendimų apie supaprastintus maksimalios jėgos skaičiavimo metodus, esant geležinkelio riedmenų ratui su iščiūoža.

Darbo aktualumas

Dėl ratų ir bėgių konstrukcijų, bėgių sandūrų ir suvirinimo jungčių, skirtingų traukinio greičių, stabdymo jėgų, rato blokavimo bei riedmens masių susidaro skirtingų dydžių jėgos tarp rato ir bėgio. Šios jėgos sukelia trintį tarp rato ir bėgio, greitesnį jų darbinių paviršių nusidėvėjimą, taip pat gali sutrumpinti jų eksploatavimo laiką.

Daugelis autorių rato su iščiūoža ir bėgio sąveikos matematiniuose modeliuose rato ir bėgio kontakto zoną aprašo tašku, o rato geometriją – analitine funkcija. Nėra sukurto vieno metodo, pagal kurį galima tiksliai nustatyti rato su iščiūoža ir bėgio kontakto zonoje vykstančius dinامينius procesus.

Saugiam traukinių eismui, aplinkai, žmonių sveikatai ir net gyvybei išsaugoti riedmens rato su pažaida ir bėgio sąveika yra aktuali šios srities problema. Tikslinga sukurti supaprastintą metodiką nustatyti rato ir bėgio kontakte vykstančius procesų parametrus, vagonų ir bėgių ilgesniam eksploatavimo laikui užtikrinti.

Tyrimų objektas

Tyrimų objektas – riedmenų rato su pažaidomis ir bėgio su nelygumais sąveika.

Darbo tikslas

Darbo tikslas – sukurti sistemos „Riedmuo-Kelias“ skaičiavimo metodą, leidžiantį nustatyti dėl rato su pažaidomis ir bėgio su nelygumais sąveikos veikiančias dinamines apkrovas, jų priklausomybes nuo šios sistemos geometrinių parametų ir riedmenų judėjimo greičio.

Darbo uždaviniai

Darbo tikslui pasiekti suformuluoti šie uždaviniai:

1. Atlikti riedmens rato ir bėgio sąveikos tyrimų metodų apžvalgą ir rato bei bėgio pažaidų analizę.
2. Sukurti sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematinį modelį leidžiantį įvertinti rato pažaidas ir bėgio nelygumus bei susidarantiuos tarpelius tarp rato ir bėgio.
3. Sukurti supaprastintą metodiką leidžiančią įvertinti iščiuožos ilgio ir važiavimo greičio įtaką veikiančioms maksimalioms rato ir bėgio sąlyčio zonoje.
4. Tyrimų rezultatus, gautus pagal sukurtą vertikalųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodiką, palyginti su kitų autorių tyrimų rezultatais ir realiais eksploatacijos sąlygomis gaunamais sistemos ATLAS-LG duomenimis.

Tyrimų metodika

Darbe taikomi tyrimai, pagrįsti Lietuvos ir užsienio šalių mokslininkų šios srities darbuose pateikiamomis metodikomis. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ modeliui ir supaprastintai vertikalųjų kontaktinių jėgų nustatymo metodikai sukurti taikyti analitiniai, skaitiniai (2, 3, 4 skyriuose), statistiniai (4 skyriuje) tyrimų metodai.

Rato ir bėgio kontakto jėgoms nustatyti naudota sistema ATLAS-LG. Bėgių pažaidų analizei buvo pritaikyta specialioji defektoskopo RDM-22s programa.

Matematinis modeliavimas buvo atliekamas „Visual Studio aplinkoje“. Rezultatams apdoroti naudotos „Fortran“, „Maple“, „Matlab“, „R“, „Microsoft Office“ programinės terpės.

Darbo mokslinis naujumas

1. Sukurtas statistiniais, analitiniais ir skaitiniais metodais pagrįstas sistemos „Riedmuo-Kelias“ rato ir bėgio sąveikos matematinis modelis, tinkantis rato su pažaida ir bėgio kontakte vykstantiems dinaminiais procesams įvertinti.
2. Taikant skaitinius ir eksperimentinius metodus, sukurta supaprastinta vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodika dėl rato su pažaida ir bėgio sąveikos susidariusioms jėgoms ir kontakto charakteristikoms aprašyti. Taikant supaprastintą kontaktinių apkrovų nustatymo metodiką, nustatoma kontakte veikiančios jėgos esant skirtingiems parametrams.
3. „Visual Studio“ aplinkoje sukurtas sistemos „Riedmuo-Kelias“ modelis, leidžiantis kiekvienu laiko momentu nustatyti: slydimo greičius, išilginius tampruosius slydimus, normalines ir trinties jėgas, trinties jėgų sukimo momentus. Panaudojus šiuos duomenis, kiekvienu laiko momentu rato ir bėgio kontakto zonoje galima nustatyti vidutines šių parametrų reikšmes.

Darbo rezultatų praktinė reikšmė

Pateikiamas matematinis sistemos „Riedmuo-Kelias“ riedmenų ratams su pažaida modelis, skirtas dėl rato su pažaida ir bėgio sąveikos veikiančioms jėgoms nustatyti. Modelyje įvertinamas riedmens greitis, sąveikaujančių kūnų geometriniai parametrai, jų fizinės ir mechaninės savybės. Sudarytas matematinis modelis leidžia nustatyti kontakte veikiančių jėgų kitimą.

Naudojant sukurta matematinę sistemos „Riedmuo-Kelias“ modelį rato ir bėgio kontakto zonoje tarp dviejų kontaktuojančių paviršiaus taškų kiekvienu laiko momentu nustatomi: aširačių tamprusis slydimas, trinties jėgos, trinties jėgų sukimo momentai, veikiantys aširatį, išskirstyta apkrova, kontaktinės jėgos, siekiant pailginti rato ir bėgio eksploatavimo laikotarpį, sumažinti traukinių avaringumą, saugoti aplinką, žmonių sveikatą ir gyvybę.

Vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodika skirta tyrinėti rato ir bėgio pažaidų geometrinių parametrų poveikį dinaminiais sistemos „Riedmuo-Kelias“ procesams. Panaudojus ATLAS-LG posistemio gautas maksimalių jėgų reikšmes ir supaprastinta vertikaliųjų kontaktinių jėgų nustatymo metodika gautas reikšmes, galima nustatyti ratų pažaidų dydžius.

Ginamieji teiginiai

1. Taikant sukurta sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematinį modelį dinaminiams procesams tirti, turi būti įvertinami rato ir bėgio bei jų pažaidų geometriniai parametrai ir susidarantys tarpeliai tarp rato ir bėgio riedėjimo paviršių bei tarp bėgio ir pabėgio.
2. Kiekvienu laiko momentu norint nustatyti kontaktines jėgas ir kitus sistemos „Riedmuo-Kelias“ dinامينius parametrus: slydimo greičius, išilginius tampruosius slydimus, normalines ir trinties jėgas, trinties jėgų sukimo momentus, veikiančius aširatį bei tam, kad įvertinti rato ir bėgio pažaidas ar mikronelygumus, rato su bėgiu kontakto zona suskaidomas į tam tikrą skaičių intervalų.
3. Sukūrus supaprastintą vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodiką, galima nustatyti dėl rato su pažaida ir bėgio sąveikos veikiančias maksimalias kontaktines jėgas, įvertinant greitį, rato ir bėgio, rato pažaidos geometrinius parametrus ir deviacijos kampą.
4. Panaudojus išvestas kontaktinės smūgio jėgos priklausomybes, galima nustatyti smūgio jėgos pasiskirstymą ir jos dydžio kitimą laike.

Darbo rezultatų aprobavimas

Disertacijos tema yra išspausdinti 6 moksliniai straipsniai: du – recenzuojamuose periodiniuose mokslo žurnaluose, įrašytuose į *Index Copernicus* duomenų bazę (Žygienė *et al.* 2014, Bogdevičius *et al.* 2014), vienas straipsnis recenzuojamoje tarptautinės konferencijos medžiagoje (Zygiene *et al.* 2014), trys straipsniai kitose recenzuojamose tarptautinių ir respublikinių konferencijų medžiagose (Žygienė *et al.* 2010, Žygienė *et al.* 2012, Bogdevičius *et al.* 2014).

Disertacijos tyrimų rezultatai buvo paskelbti šešiose mokslinėse konferencijose Lietuvoje ir užsienyje:

- Jaunųjų mokslininkų konferencijoje Mokslas – Lietuvos ateitis 2010 m. Vilniuje.
- Mokslinėje konferencijoje Technologijos mokslo darbai Vakarų Lietuvoje 2010, 2012, 2014 m. Klaipėdoje.
- Tarptautiniame kongrese KONES 2014 m. Gdynėje, Lenkijoje.
- Tarptautinėje konferencijoje Horizons of Railway Transport 2014 m. Strečno, Slovakijoje.

Disertacijos struktūra

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai ir išvados. Darbo apimtis yra 116 puslapių, neskaitant priedų, tekste panaudotos 123 numeruotos formulės, 52 paveikslai ir 9 lentelės. Disertacijoje panaudoti 108 literatūros šaltiniai.

Padėka

Šis darbas buvo atliktas vykdant Europos socialinio fondo projektą „Transporto statinių, transporto priemonių ir jų srautų inovatyvių tyrimo metodų ir sprendimų kūrimas bei taikymas“, projekto kodas VP1-3.1-ŠMM-08-K-01-020.

Mano mokslinis vadovas prof. habil. dr. Marijonas Bogdevičius nusipelnė ypatingos padėkos, nes nukreipė mane į šią sritį, skatino, palaikė ir suteikė puikių galimybių tobulėti.

Nuoširdžiai dėkoju pirmųjų mano žingsnių universitete vedliui, docentui dr. Rimantui Subačiui, kad tikėjo manimi ir skatino eiti toliau.

Labai dėkinga visiems Transporto technologinių įrenginių katedros darbuotojams už visokeriopus patarimus, pamokymus ir pagalbą rašant straipsnius ir rengiant disertaciją.

Labiausiai dėkoju savo šeimai už palaikymą, visokeriopą paramą, už visas jūsų pastangas padėti man.

Mokslo darbų, skirtų rato su bėgiu sąveikai tirti, apžvalga bei rato ir bėgio pažaidų analizė

Pirmajame skyriuje apžvelgiami moksliniai straipsniai, kuriuose nagrinėjami sukurti matematiniai modeliai, nagrinėjantys rato ir bėgio sąveiką, sistemoje „Riedmuo-Kelias“ vykstančius dinامينius procesus, kontaktinių jėgų nustatymo būdus bei tiriama kelio elementų įtaka sistemai.

Analizuojamos rato ir bėgio pažaidų (defektų) atsiradimo priežastys. Geležinkelio ratų ir bėgių pažaidos analizuojamos tam, kad būtų nustatyta jautriausia jų profilio dalis.

Bėgių pažaidų (defektų) analizės tema paskelbtas straipsnis: Žygienė *et al.* 2010.

1.1. Rato ir bėgio sąveikos tiriamųjų mokslo darbų apžvalga

Ekonomika kiekvienoje šalyje negali veikti be transporto sistemos (Sivilevičius 2011). Didėjant krovinių vežimams geležinkeliais, didėja ir apkrova bėgiams,

dažniau susiduriama su ratų ir bėgių nusidėvėjimu. Geležinkelių transporte svarbiausia problema yra rato ir bėgio sąveika, nes nuo to priklauso eismo sauga. Rato ir bėgio dinaminė sąveika sužadina smūgio jėgas. Smūgio jėgos gali atsirasti dėl rato ar bėgio pažaidų, bėgių sandūrų ir t. t., o tai gali sutrikdyti traukinių eismą. Bet kokie trikdžiai geležinkelio kelyje gali sukelti nemažų nuostolių geležinkelio įmonei. Darbuotojų veiksmus susidarius avarinei ir nestandartinei situacijai nustato Geležinkelių eismo taisyklės (GET 2000). Reikalavimai, keliami Europos geležinkelių infrastruktūrai, yra formuluojami remiantis geležinkelių transporto politikos ir strategijos gairėmis (Butkevičius *et al.* 2000). Riedmenų ir bėgių gamybos ir eksploatavimo reikalavimai yra numatyti pagal šalies, eksploatuojančios geležinkelius, įstatymus. Aširačių ratų skersmuo turi būti pritaikytas riedmens vežimėliui, plotis atitikti geležinkelio vėžės plotį, gabaritai – nustatytus reikalavimus, ratai turi atlaikyti nustatytą jiems ribinę apkrovą. Nepriekaištingą šiuolaikinių mašinų ir transporto priemonių veikimą galima užtikrinti tik kompleksinėmis priemonėmis, kurias sudaro modernūs konstrukciniai sprendimai jas projektuojant, kokybiškų ir tinkamų eksploatacinių ir konstrukcinių medžiagų naudojimas, kokybiška techninė priežiūra, atlikta laiku (Sokolovskij *et al.* 2012).

Pasiūlytas (Maskeliūnaitė *et al.* 2014) daugiakriteris adityvinis modelis, kuriame vertinami atskirų kriterijų normalizuotieji svorio koeficientai. Suformuluota ir pagrįsta 16 kriterijų, susietų su traukinio elementais ir geležinkelio kelio technine būkle: geležinkelių bėgių lygumas, traukinio greitis, išorinė vagono būklė, triukšmą mažinančios priemonės ir t. t. Taikant (Sivilevičius *et al.* 2014) daugiakriterį adityvinį modelį buvo nustatyta, kad svarbiausias geležinkelio kelio techninės būklės parametras yra vagono greitis.

Kelio ir vagono dinamiką veikia kelio elementai. Tyrimais įrodyta (Johansson *et al.* 2008), kad bėgių ir pabėgių lenkimo momentai bei poslinkiai, greičiai ir pagreičiai sumažėja didinant pabėgio tarpinės standumą (tamprumą). Tinkamai naudojant pabėgių tarpines, galima pagerinti arba gauti norimas viršutinės kelio konstrukcijos savybes. Jėgai veikiančiai pabėgius sumažinti, siūloma pasirinkti mažo standumo pabėgių tarpines.

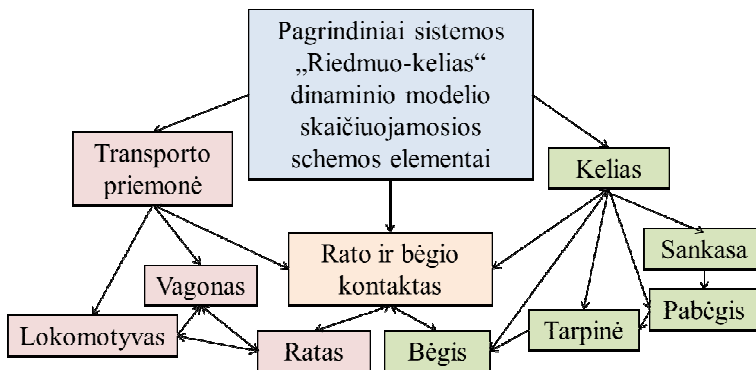
Sukurta (Zhang *et al.* 2000) kompiuterinė programa bėgių elgesiui prognozuoti skirtingomis eismo sąlygomis. Modelyje įvertinami galimi mechaniniai ryšiai tarp kelio elementų ir apima veiksnus, galinčius turėti įtakos elementų sąveikai. Atlikus realius bandymus, nustatyta, kad kelio stabilumui didžiausią poveikį daro pagrindo standumas ir balasto sluoksnio storis.

Balastas įtakoja geležinkelio kelio kokybę ir stiprumą (Ramūnas 2013). Aptariamos balasto rūšys, jų savybės ir tinkamumas geležinkelio keliui ir rato poveikis balastui (Klotzinger 2008). Taikant baigtinių elementų metodą modeliuojamas ir analizuojamas traukinio sukeltas grunto virpėjimas (Hall 2003).

Autoriai (Kaewunruen *et al.* 2009) nagrinėja gelžbetoninių pabėgių sistemos kritiško apkrovimo būseną ir riedmenų ratų smūgio jėgą. Buvo sukurtas baigtinis gelžbetoninio pabėgio modelis. Skaičiavimams atlikti naudota baigtinių elementų programinė įranga STRAND7. Tyrimai parodė, kad asimetriška rato apkrova atlieka svarbų vaidmenį gelžbetoninio pabėgio lenkimo momente, impulso trukmė yra didesnė, ir tai paaiškina tokius reiškinius, kaip gelžbetoninio pabėgio lūžimas nuo vieno rato smūgio.

Sukurtas (Zhang *et al.* 2008) vagono rato sąveikos su bėgiu matematinis modelis bei tirti pabėgio ir balasto sąveika, įvertinant tarpą tarp pabėgio ir balasto. Nustatytas susidarančių jėgų poveikis ratui ir bėgiui, pabėgiui neturint atramos.

Daugelio autorių (Dailys *et al.* 2008, Zhang *et al.* 2008, Zakeri *et al.* 2009, Uzzal *et al.* 2009, Jazykov 2004) naudojami pagrindiniai sistemos „Riedmenų ratas – kelias“ matematinio modelio skaičiuojamosios schemos elementai parodyti 1.1 paveiksle.



1.1 pav. Pagrindiniai sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematinio modelio skaičiuojamosios schemos elementai

Fig. 1.1. The main elements of the calculation scheme for the mathematical model of the system “Vehicle-Track”

Straipsnyje (Tănăsoiu *et al.* 2007) aprašomas sukurtas transporto priemonės, bėgio ir grunto dinaminės sąveikos modelis, naudojant DIFF programinę įrangą.

Rato ir bėgio kontakte atsirandančių jėgų pasiskirstymas turi įtakos vagono ir kelio dinamikai. Rato su defektu ir bėgio kontakte atsiranda kontaktinės jėgos, kurios veikia ratą ir bėgį. Kontaktinių jėgų dydis tiesiogiai priklauso nuo vagono judėjimo greičio, rato ir bėgio geometrinių parametrų, riedmenų ir kelio fizinių bei mechaninių savybių.

Tiriamos charakteristikos, įtakančios kontaktines rato ir bėgio savybes (Bureika 2002).

Aptarti (Shakina *et al.* 2011) didžiausią poveikį rato ir bėgio nusidėvėjimui turintys veiksniai ir atlikti rentgenologiniai, mikroskopiniai bei metalurginiai rato ir bėgio tyrimai.

Ratų ir bėgių sąveikos prognozavimas yra svarbus ne tik geležinkelių eksploatacijai, bet ir modeliuojant daugialypių kūnų dinamiką. Bandoma gerinti dinaminis modelius, įgyvendinant pagrindinius susijusius su rato ir bėgio sankiba veiksniais skaičiuojant kontaktinius modelius (Ward *et al.* 2011, Zhu 2012, Zhu *et al.* 2013).

Sankiba tarp rato ir bėgio turi būti pakankama, kad atitiktų saugumo reikalavimus. Esant blogai sankibai ilgėja stabdymo kelias. Esant per didelei sankibai atsiranda dideli įtempiai, didinantys metalo nuovargį ir nusidėvėjimą (Lewis *et al.* 2009).

Trinties koeficientas tarp rato ir bėgio neturėtų labai skirtis vienas nuo kito, tam, kad būtų išvengta slydimo vibracijos dėl bėgių nelygumų (Suzumura *et al.* 2011, Markov 2005).

Viena iš pagrindinių priežasčių, sukeliančių didelės dinamines apkrovas, veikiančias nuo lokomotyvo rato į bėgius, yra geležinkelio bėgių nelygumai (Bazaras 2013).

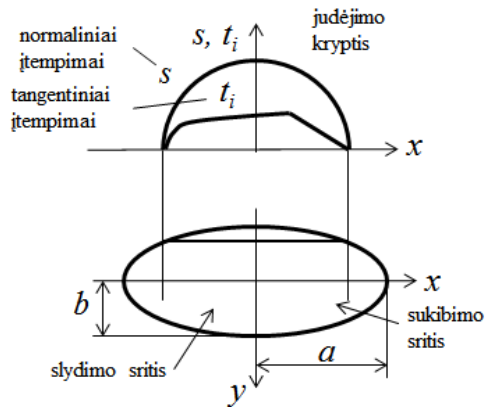
Sprendžiant rato ir bėgio nusidėvėjimo problemas ypatingas dėmesys skiriamas trinties jėgoms, susidarančioms dėl rato ir bėgio sąveikos. Tyrimuose (Pombo *et al.* 2010) buvo taikomi keli matematinio modeliavimo scenarijai. Gauti rezultatai parodė, kad naudojami rato tepimo įrenginiai sumažina trintį tarp rato antbriaunio ir bėgio.

Bėgių matematiniams modeliams naudojamos įvairaus sudėtingumo teorijos. Galima išskirti pagrindinius, dažniausiai autorių naudojamus (Zhu *et al.* 2007, Mazilu 2007, Zhai *et al.* 1994) bėgių matematinius modelius: Bernulio – Oilerio ir Timošenko.

Sukurtas (Mazilu 2007, Zhai *et al.* 1994) skaitinis modelis, leidžiantis prognozuoti rato su iščiūoža ir bėgio sąveiką. Bėgis laikomas begaline Oilerio sija, kurią palaiko sankasa, su dviem (trimis) tampriais grunto sluoksniais.

Tyrinėjant rato ir bėgio sąveiką, naudojamos pagrindinės rato ir bėgio sąveikos vertinimo teorijos: Karterio, Herco, Džonsono – Kendalo – Robertso (JKR), Kalkerio, Bradlei, Vinklerio ir kitos. J. J. Kalkeris plačiai aprašo Karterio, Herco, JKR teorijas, jų galimybes, ribojimus ir pritaikymą (Kalker 1991). Karterio teorija aprašo rato greitėjimo ir stabdymo veiksmus, kai perduodamos didelės tangentinės jėgos bėgiui. Bėgis laikomas begaline sija. Sudarant judančio vagono matematinius modelius Karterio metodas neįvertina vagono skersinių jėgų.

Populiariausia yra Herco tampriųjų kūnų teorija (Timoshenko 1975, Love 1906), kuri teigia, kad suspaudus du ovalius kūnus, kontakto zona yra elipsės formos, o zonos centre susidaro maksimalus slėgis. Suintegravus slėgio pasiskirstymą kontakto zonoje, galima nustatyti maksimalią apkrovą. Rato ir bėgio kontakto geometrija ir sukibimo sritis parodyti 1.2 paveiksle.



1.2 pav. Rato ir bėgio kontakto geometrija ir sukibimo sritis (Bogdevičius 2012)

Fig. 1.2. The geometry and adhesion area of contact between the wheel and the rail (Bogdevičius 2012)

Autoriai Poláchas (Polách 2002), Czaplickis (Czaplicki 2007) dėl rato ir bėgio sąveikos veikiančioms slydimo jėgoms nustatyti, modeliuojant traukinio judėjimą bėgiais, neįvertino bėgio nelygumų.

Sudarytas (Vostroukho *et al.* 2003) su dešimties laisvės laipsnių skaičiumi vagono modelis, įskaitant transporto priemonės kėbulo masę ir jos inercijos momentą, dviejų vežimėlių masę ir jų inercijos momentus bei keturias bespyruokles aširačių mases, leidžia tirti rato su bėgiu sąveikos dinaminį procesus. Sukurtas (Correa *et al.* 2014) matematinis modelis, nagrinėjantis sistemą su nedideliu laisvės laipsnių skaičiumi judant riedmens ratui bėgiais per suvirinimo sandūrą.

Ratas su iščiuoža sukelia nemenką dinaminį poveikį visai nagrinėjamai sistemai. Kuo didesnė rato iščiuoža, tuo didesnė smūgio jėga. Sukurtas (Bian *et al.* 2013) matematinis modelis tiria vertikalias apkrovas tarp rato su iščiuoža ir bėgio. Nustatyta, kad smūgio jėga didėja, didėjant ratų iščiuožai.

Nagrinėjant (Xia *et al.* 2008, Nielson *et al.* 2010) dėl rato ir bėgio sąveikos susidarantįs jėgas, teigiama, kad aukšto dažnio jėgos gali susidaryti dėl kelio trumpųjų bangų nelygumų. Autoriai (Hawari *et al.* 2006) tyrinėjo dėl rato ir bėgio sąveikos susidarantįs jėgų įtaką riedėjimui, kai bėgio profilis yra nelygus.

Tyrimas parodė, kad žemi dažniai atsiranda dėl jėgos ir kelio profilio koreliacijos.

Sukurtas dviejų absoliučiai kietų kontaktuojančių kūnų sąveikos matematinis modelis, kuriame įvertinamos trinties jėgos (Pogorelov *et al.* 2001). Sąveikos kontakto zona nagrinėjama kaip taškas – plokštuma.

Tiriant dviejų kūnų sąveiką ir norint pagreitinti diferencialinių lygčių integravimą, sudaromos Jakobio lygčių matricos. Nustatyta (Pogorelov 1998), kad skaičiuojant Jakobio lygtis, norint sumažinti operacijų skaičių, reikia apsiriboti tik kontaktinių jėgų skaičiavimu.

Dėl ratų ar bėgių konstrukcijų, galimų bėgių sandūrų ir suvirinimų, skirtingų traukinio greičių, stabdymo jėgų, rato blokavimo bei vagono masių, susidaro skirtingo dydžio jėgos tarp rato ir bėgio. Šios jėgos gali sukelti skirtingų dydžių ratų iščiūžas, o pastarosios – bėgių ir vagonų vibracijas.

Ratų ir bėgių geometriniai defektai (pažaidos) retai aptinkami pradinėse eksploatacijos stadijose, tačiau, laikui bėgant, defektai (pažaidos) didėja.

Daugelis autorių rato su iščiūža ir bėgio sąveikos matematiniuose modeliuose rato ir bėgio kontakto zoną aprašo tik tašku arba rato geometriją aprašo analitine funkcija (Barke *et al.* 2005; Bian *et al.* 2013; Kouroussis *et al.* 2011; Nielsen *et al.* 1992; Pieninger *et al.* 2014; Sackfield *et al.* 2006, 2007, Shabana *et al.* 2007, 2011).

Siekdami supaprastinti matematinius modelius bei įvertindami, kad dažniausiai pasitaikanti riedmenų rato pažaida yra iščiūža, autoriai pasirenka iščiūžos tipo rato pažaidą.

Straipsnyje (Nielsen 2004) nagrinėjama rato su iščiūža ir bėgio sąveika, priklausomai nuo kelio savybių, kai rato iščiūžos ilgis yra 100 mm, o jos gylis 0,9 mm. Autorius teigia, kad netiesinis Herco kontakto modelis nepakankamai įvertina dėl rato su bėgiu sąveikos veikiančias maksimalias jėgas važiuojant nedideliu greičiu ir pervertina esant dideliems greičiams.

Atlikti rato su iščiūža – bėgio sąveikos tyrimai (Zhu *et al.* 2007), kai rato iščiūža 100 mm ir vagonas judėjo skirtingais greičiais. Rato iščiūžos gyliui aprašyti naudojami skirtingi skaičiavimai. Gautos rato ir bėgio kontakte atsirandančių maksimalių jėgų reikšmės palygintos su Herco kontaktiniu metodu ir Nielseno tyrimais. Straipsnyje teigiama, kad sukurtas adaptyvusis modelis, kuriame apskaičiavus kontakto ilgį ir gylį su įmanoma ratų profilio asimetrija, galima ištirti jėgas, atsirandančias tarp rato ir bėgio. Nustatytas šių jėgų poveikis gretimiesiems aširačio ratams. Taip pat teigiama, kad Herco teorija esant mažiems greičiams nepakankamai įvertina smūgio jėgas, o esant dideliems – pervertina.

Nagrinėjama (Zakeri *et al.* 2009) judančio rato ir bėgio sąveika, įvertinami bėgio nelygumai ir bėgio ašinės apkrovos, veikiančios kontaktines rato ir bėgio savybes. Taip pat ištirti sudarytos sistemos dinaminiai procesai.

Kelio ir vagono sąveikos dinaminuose modeliuose įvertinami izoliuotos sinusoidės formos įdubos parametrai bei vagono judėjimo greičio įtaka kėbulo vertikaliesiems virpesiams (Keršys *et al.* 1999).

Pasiūlytas supaprastintas rato ir bėgio sąveikos dinaminis modelis (Wu *et al.* 2002), naudojamas rato ir bėgio kontakto jėgoms prognozuoti. Nustatyta, kad vagonas, judėdamas didesniu kaip 30 km/h greičiu, praranda kontaktą su bėgiu, esant rato iščiuožai kontakto zonoje. Nagrinėjama rato iščiuoža yra 2 mm gylis ir 86 mm ilgis. Taip pat teigiama, kad didėjant greičiui ir rato apkrovai – triukšmas didėja. Sukurtas (Dikmen *et al.* 2013) aširačio matematinis modelis leidžia nustatyti dinamines jėgas bei aprašo jų poveikį keleiviams.

Dėl įvairių priežasčių rato ir bėgio kontakto zona nuolat kinta. Sukurtas rato su pažaida – bėgio sąveikos matematinis modelis (Uzal *et al.* 2008), leidžiantis nustatyti kontakte veikiančias jėgas ir prognozuoti jų sukeliama triukšmą.

Supaprastintą netiesinį Herco rato ir bėgio kontakto modelį sudaro dvi tampriai susijusios masės. Autoriai (Newton *et al.* 1999) panaudojo sudėtingesnį rato ir bėgio modelį, priimant prielaidą, kad rate yra iščiuoža, nustatė jos poveikį jėgoms. Netiesinis tamprus Herco rato ir bėgio kontaktas buvo modeliuojamas naudojant tarp rato ir bėgio masių tampriuosius elementus.

Matematinis riedančio rato ir bėgio sąveikos modelius galima suskirstyti į dvi grupes, kai skaičiuojamas visas rato ir bėgio kontakto plotas ir kai rato ir bėgio kontakto plotas dalijamas pusiau. Sudaryti (Wiest *et al.* 2008) du rato ir bėgio sąveikos matematiniai modeliai. Pirmajame matematiniam modelyje skaičiuojamas visas rato su bėgiu kontakto plotas, o antrajame – kontakto plotas dalijamas pusiau. Gauti rezultatai palyginti tarpusavyje ir nustatyta tamprumo ir standumo analizės svarba rato ir bėgio kontaktinių įtempių tyrimams.

Sukurtas ratų ir bėgio sąveikos matematinis modelis (Pieringer *et al.* 2008), kai ratas ir bėgis aprašomi tiesinėmis lygčių sistemomis, taikant impulso reakcijos funkciją. Modelis leidžia apskaičiuoti vertikalią kontakto jėgą, kurią sukelia bėgių ir ratų paviršių nelygumai.

Pateikiami tyrimų rezultatai apie jėgas (Wasiwiono *et al.* 2007), atsirandančias dėl rato su iščiuoža ir bėgio sąveikos, priklausančias nuo skirtingų bėgių veikiančių ašinių jėgų ir traukinio judėjimo greičių. Nustatyta, kad maksimalios smūgio jėgos dydis tarp rato ir bėgio kinta esant skirtingoms statinėms rato apkrovoms, o kai yra didelis greitis, iščiuožai esant rato su bėgiu kontakto zonoje, ratas praranda kontaktą su bėgiu.

Atliekant diskrečiąją Furjė transformaciją (DFT), rato ir bėgio kontakto jėgos palygintos (Nielsen *et al.* 2008), esant skirtingiems greičiams. Pastebėta, kad kontakto jėgos yra reikšmingos 500–1350 Hz dažnio diapazone ir didelę įtaką turi bėgių nelygumai.

Johansson *et al.* (2007) nustatė, kad maksimalias rato ir bėgio kontakto jėgas dažnių grafike sukelia bėgio įlinkis tarp dviejų vežimėlio ratų. Pateiktos

bėgių būsenos atsiradus minėtiems įlinkiams tyrimai (Johansson *et al.* 2008, Igeland 1996).

Tyrinėdami rato ir bėgio kontakte vykstančius dinامينius procesus, mokslininkai aprašo vagono ir bėgio masių pagreičių ir poslinkių kitimą laike arba kelio ilgyje (Ferrara *et al.* 2012, Kumar *et al.* 2009, Uzzal *et al.* 2009, Wang *et al.* 2015, Wasiwiono *et al.* 2007). Nustatyta, kad didžiausia pagreičio reikšmė gaunama esant ratui su iščiuožia.

Nagrinėjant vagono masių pagreičius, gaunami vagono masių pagreičio spektrai (Wang *et al.* 2015, Wasiwiono *et al.* 2007). Spektrų analizė parodė, kad rato masės pagrečiai labai panašūs į bėgio.

Norint apskaičiuoti rato ir bėgio kontakte veikiančias jėgas, naudojami įvairūs skaitiniai metodai ir kompiuterinės programos, šių programų tikslumui nustatyti naudojami testai (Zhyzhko 2009). Atliktas matematinio transporto priemonės modelio matmenų atitikties vertinimas leidžia tikrinti programos darbą.

Kalifornijos universitete atliktas ultragarso bangų sklidimo pusiau pralaidžiu geležinkelio kelio pagrindu teorinis tyrimas taikant baigtinių elementų metodą (Coccia *et al.* 2009). Kelio testuose (rezultatai yra nuo 75 % iki 100 % patikimumo) buvo įvertintos ir klimato sąlygos – lietus, vėjas ir t. t.

Apibendrinant mokslininkų darbus galima teigti, kad rato su bėgiu sąveikai įtakos turi daugelis kintamų sistemos veiksnių.

Didelio dažnio jėgos gali susidaryti dėl kelio trumpųjų bangų nelygumų.

Matematiniams rato su bėgiu sąveikos modeliams sudaryti vartojamos klasikinės Karterio, Herco, Vinklerio, Kalkerio kontakto teorijos.

Dažniausiai bėgių matematiniams modeliams sudaryti autoriai taiko Bernulio – Oilerio ir Timošenko metodus.

Tiriant rato ir bėgio sąveiką būtini sudėtingi skaičiavimai. Tam sudaromos sudėtingos kompiuterinės programos, nes daugelis parametrų turi įtakos rato ir bėgio sąveiką.

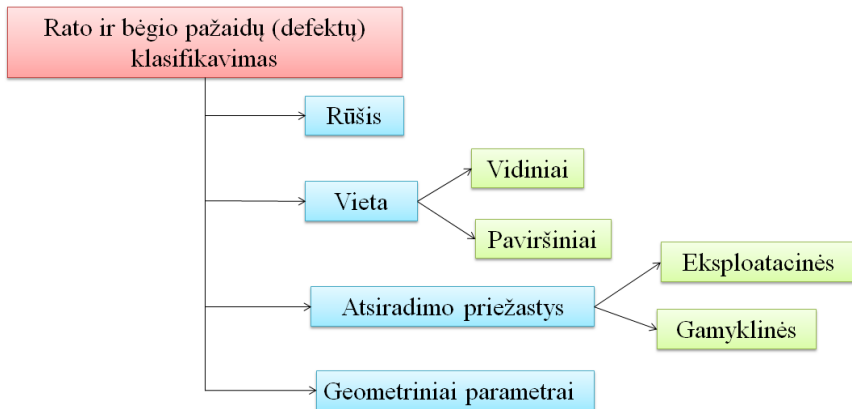
Daugelis matematinių modelių nevertina tarpelių tarp rato ir bėgio, bėgio ir pabėgio bei bėgio ir sankasos arba įvertina tik kurią nors vieną iš sąlygų.

Daugybė atliktų tyrimų parodė šios srities reikšmingumą ir būtinybę tiksliau spręsti rato ir bėgio sąveikos problemas.

1.2. Riedmenų ratų ir bėgių pažaidų analizė

Dažniausiai autoriai (Povilaitienė *et al.* 2006, Bogdevičius 2012) rato ir bėgio pažaidas (defektus) suskirsto (1.3 pav.) į kategorijas pagal: rūšį, vietą (pažaida yra rato (bėgio) viduje ar paviršiuje), atsiradimo priežastys (gamyklinės,

eksploatacinės), geometrinius parametrus (ilgis, gylis, aukštis) (Karmackij *et al.* 2008).



1.3 pav. Rato ir bėgio pažaidų ir defektų kategorijos

Fig. 1.3. Categories of defects in and damages to the wheel and the rail

Riedmenys ir bėgiai negali būti eksploatuojami, jei juose atsiranda pažaidų ar defektų, keliančių pavojų traukinių eismo saugai.

1.2.1. Bėgio pažaidų analizė

Geležinkeliuose pagrindinis veiksnys, lemiantis sąstato greitį, yra bėgiai. Daug metų įvairių sričių specialistai sprendžia geležinkelių rato ir bėgio sąveikos problemas.

Bėgių nelygumai rato ir bėgio sąveikos metu sukelia vibracijas ir triukšmą. Olandijos geležinkeliuose buvo stebima bėgių nelygumų evoliucija ir plėtra bei, taikant skaitinius metodus, modeliuojamas nelygumų formavimasis (Nielsen 2003, Hiensch 2002). Taip pat tyrinėta (Molodova *et al.* 2009) bėgių nelygumų įtaka rato su bėgiu sąveikai.

Labai dažnai nelygumo efektą lemia vadinamasis bėgių kelio netolygus tamprumas, t. y. vietinės deformacijos, atsirandančios dėl nevienodo sutankinimo, balastinių lovelių ir kitų pažaidų kelyje, taip pat dėl bėgio ištisinio pažeidimo sandūrų zonose (Bazaras 2013).

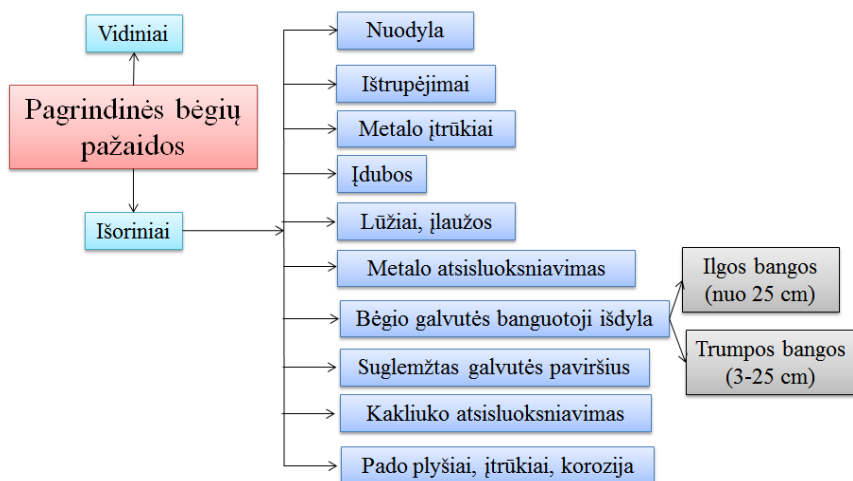
Sukurtas ne vienas matematinis modelis, leidžiantis nustatyti bėgio įtrūkius, esant rato ir bėgių sąlyčiui (Kasimov 2009, Bezin *et al.* 2009, Papaelias *et al.* 2008, Andersson *et al.* 2015). Dauguma matematinių modelių remiasi klasikiais metodais (pvz., Mansono – Kofino metodas), kuriuose įvertinamas

ciklinis metalo užgrūdinimas. Kadangi šie parametrai yra nustatomi netiksliai, sunku kritiškai įvertinti metalo įskilimų (įtrūkių) atsiradimo priežastis. Tam reikalingi eksperimentiniai bandymai.

Daugelis autorių tiria geležinkelių transporto priemonės dėl rato ir bėgio sąveikos atsirandančius įtempius, kontaktinį nuovargį (Axmetzianov 2003, Zhu 2012) ir deformacijas (Kogan 2002). Įtempiai ir deformacijos dydis priklauso nuo kelio ir judančio sąstato ratų būklės (Keršys *et al.* 1999).

Vienas svarbiausių bėgių su pažaidomis įvertinimo kriterijų yra įtempių intensyvumo koeficientas, nes jis gali būti naudojamas bėgių pažaidų didėjimui prognozuoti (Markov 2004).

Pagrindinės bėgio pažaidų (defektų) atsiradimo priežastys yra gamybos, suvirinimo technologijos trūkumai bei bėgio užgrūdinimo technologijos pažeidimai. Pagrindinės bėgių pažaidos pagal atsiradimo vietą pateiktos (Shalamova 2001) 1.4 paveiksle.



1.4 pav. Pagrindinės bėgių pažaidos (Shalamova 2001)

Fig. 1.4. The main damages to the rail (Shalamova 2001)

Kelio geometrijos įtaka kelio elementams ir pastarųjų įtaka vieno kitam paskatino autorius (Guler *et al.* 2011) tyrinėti bėgių geometrijos nuokrypius.

Bėgių dilimui įtakos turi ir vėžės platinimas, ir leidžiamieji nuokrypiai (Gailienė *et al.* 2008, Povilaitienė *et al.* 2006). Norint sumažinti bėgių ir ratų riedėjimo paviršių dilimą, reikia sumažinti šoninius bėgių poslinkius (Bureika *et al.* 2004).

Bėgių pažaidų atsiradimo priežastys gali būti įvairios: klimato sąlygos, vėžės išplatėjimas, grunto dinamika (Bezin *et al.* 2009), eksploatacinis amžius, kontaktinis nuovargis (Ringsberg *et al.* 2000) ir t. t.

Pagrindinės bėgių pažaidos parodytos 1.5 paveiksle (nuotraukos autorės).



1.5 pav. Bėgių pažaidos

Fig. 1.5. Defects in rails

Kiekvienoje šalyje keliama savi geležinkelio bėgių kokybės reikalavimai. Šie priklauso nuo daugelio priežasčių: geležinkeliuose naudojamų transporto priemonių ašies apkrovų, judėjimo intensyvumo, greičio ir t. t.

Visas bėgio galvutės pažaidas galima būtų suskirstyti į dvi grupes:

- 1) paviršinės;
- 2) vidinės.

Planuojant išlaidas geležinkelio defekciniams bėgiams pakeisti, atsižvelgiama į praėjusiais metais bėgiuose rastų pažaidų skaičių. B priede pateikiama trumpa galimų pažaidų šalinimo būdų apžvalga bei įvertinimas.

Aptiktus defektus (pažaidas) bėgiuose, būtina juos panaikinti per nustatytą laikotarpį, priklausomai nuo defekto (pažaidos) pavojingumo. Laikui bėgant defektai (pažaidos) didėja ir gali sukelti pavojų saugiam traukinių eismui, aplinkai, žmonių sveikatai ir gyvybei.

Kuriami modeliai, skirti geležinkelio bėgių lūžiams nustatyti ir traukinių katastrofų rizikai kontroliuoti (Zhao *et al.* 2007).

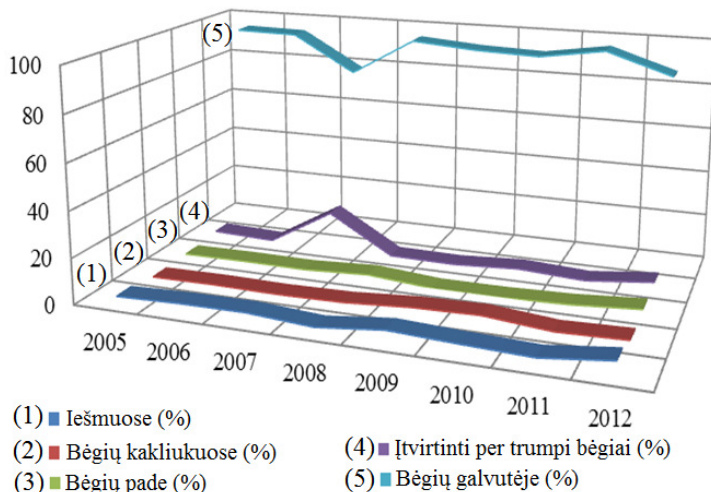
Traukinių avarijos ir katastrofos patvirtina būtinybę tobulinti bėgių defektų nustatymo sistemas, kurios būtų daug efektyvesnės už naudojamas šiuo metu (Scalea *et al.* 2005).

Kauno geležinkelio ruožo 2005–2012 m. aptiktų bėgių defektų (pažaidų) analizė pagal vietą pateikta 1.1 lentelėje ir 1.6 paveiksle.

1.1 lentelė. Bėgių pažaidų (defektų) nustatytų 2005–2012 metais suvestinė

Table 1.1. A summary of defects in rails for the period 2005–2012

Pažaidos (defektai)	Metai							
	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
Iešmuose (%)	2,4	3,3	3,5	1,6	4,7	3,4	2,4	5,8
Bėgių kakliukuose (%)	0,4	0,7	0,3	0,8	2,7	3,4	0,8	1,6
Bėgių pade (%)	0,9	1,1	0,9	2,3	0,0	0,0	0,8	2,8
Įtvirtinti per trumpi bėgiai (%)	2,3	1,3	17,7	1,0	0,6	2,2	0,6	3,7
Bėgių galvutėje (%)	94,1	93,6	77,6	94,3	92,0	91,0	95,4	86,1



1.6 pav. Bėgių pažaidų (defektų) pasiskirstymas pagal metus

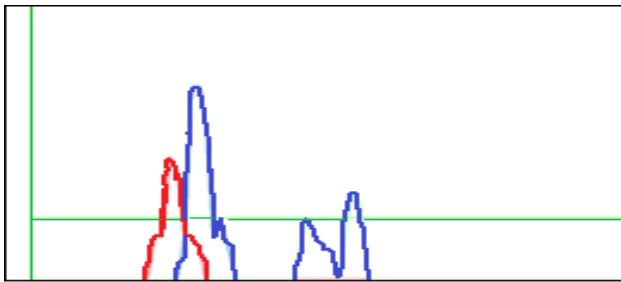
Fig. 1. 6. The history of damage (defects) to rails

Nustatyta, kad daugiausia pažaidų aptinkama bėgio galvutėje, kuri tiesiogiai kontaktuoja su ratu.

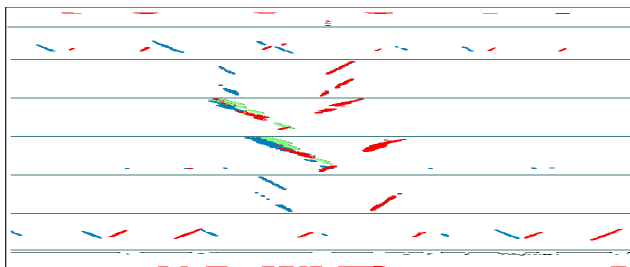
Daugelis neardomų elementų vertinimo metodų yra netikslūs. Sunku kritiškai įvertinti metalo įskilimų (įtrūkių) atsiradimo principus. Tam reikalingi eksperimentiniai bandymai.

Defektoskopai RDM-22s turi kelio kontrolės registratorius, kuriuose galima matyti bėgių būklės įrašą visame bėgio ilgyje. Su defektoskopo RDM-22s specialiąja duomenų apdorojimo programa gali būti prognozuojamas vidinių bėgių pažaidų didėjimas. Defektoskopai RDM-22s skirti ištisinei vėžės kontrolei. Šiuose defektoskopuose yra ne tik elektroninis blokas, bet ir registratorius.

Minimi defektoskopai turi specialias programas, kurių tikslas yra ne tik kelio, bet ir defektoskopijos operatorių kontrolė (1.7, 1.8 pav.). A skleistinėje, kurią mato defektoskopo operatorius, atspindi bėgio būklę skersiniame pjūvyje. B skleistinė skirta kontrolei ir joje matoma bėgio būklė visame bėgio ilgyje.



1.7 pav. A skleistinė – bėgio būklė skersiniame pjūvyje
Fig. 1.7. A scan-state of the rail in the cross-section



1.8 pav. B skleistinė – bėgio būklė per visą ilgį
Fig. 1.8. B scan-state the total length of the rail

B skleistinėje matyti (dešinė – viršuje ir kairė – apačioje) geležinkelio kelio bėgių siūlės, taip pat matomi naudojamų iešiklių parametrai. Pasvirusios linijos rodo, kad tiek dešiniajame, tiek kairiajame bėgyje yra metalo pakitimų.

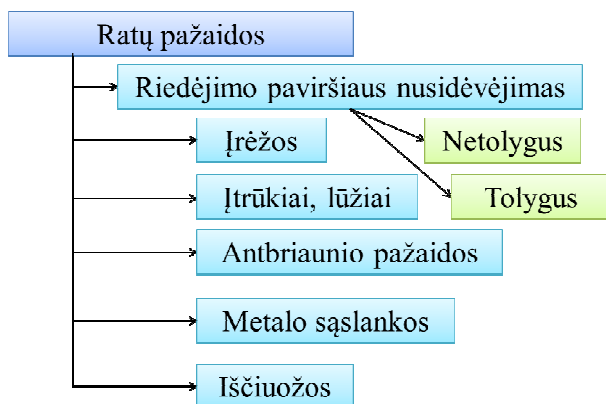
Programoje matyti bet kokie (net 1 mm) bėgio metalo struktūros pakitimai, kurie leidžia prognozuoti pažaidų (defektų) atsiradimą bėgiuose, numatyti pažaidos (defekto) šalinimo metodą ar pasiruošti kelio taisymo darbams. Pažaidos (defektai) registruojamos tik nuo reikalavimuose numatytų dydžių. Vidinių bėgių galvutės pažaidų (defektų) didėjimo analizė pateikta C priede. Programa peržiūrėjus pasirinkto ruožo atkarpas, galima buvo iš anksto prognozuoti ir pasirinkti kelio remonto ar pažaidos (defekto) šalinimo metodą (C priedas).

Išanalizavus gautus duomenis galima teigti, kad apie 90 % bėgių pažaidų aptinkama bėgio galvutėje.

1.2.2. Riedmenų ratų pažaidų analizė

Bėgių būklei labiausiai įtakoja geležinkelio riedmenų rato riedėjimo paviršiaus forma. Ratas riedėjimo paviršiumi perduoda su bėgiu dideles statines ir dinamines apkrovas. Ratui riedant per bėgių sandūras susidaro didelės smūginės apkrovos, o riedant kelio kreivėmis atsiranda rato slydimas.

Pagrindinės riedmenų ratų pažaidos (Kochetkov 2011) pagal jų atsiradimo vietą pateiktos 1.9 paveiksle.



1.9 pav. Riedmenų ratų pagrindinės pažaidos (Kochetkov 2011)

Fig. 1.9. The main damage to the wheel of rolling stock (Kochetkov 2011)

Ekspluatuojant ratus, dėl rato ir bėgio sąveikos jie dėviasi ir ant jų paviršiaus susidaro pažaidos. Ratų pažaidos gali susidaryti ir dėl gamybos netikslumų bei prastos detalių apdirbimo kokybės.

Daugiausiai vagonų parko rato pažaidų atsiranda dėl stabdymo, paviršių nelygumų, temperatūrų skirtumų ir kitų veiksnių.

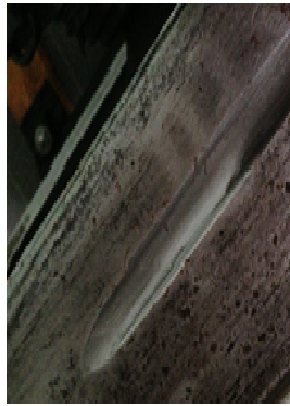
Vagonų vientiso liejimo ratų mechaninei būklei įvertinti (stiprumo ir plastiškumo charakteristikoms nustatyti) taikomi dinaminio kietumo metodai (Vasauskas *et al.* 2005). Apkrautų ratų teoriniai kampiniai greičiai yra skirtingi, dėl neproporcingo apkrovimo, ir nors jie priversti judėti vienodu, lygiu vagono greičiui, ratai būna priversti buksuoti ir netgi slysti nevienodai.

Dažniausiai pasitaikanti rato pažaida yra iščiūoža, atsirandanti dėl rato slydimo ar užstrigusios stabdžių trinkelės (Garipov 2012). Straipsnyje (Jazykov 2004) buvo nagrinėtas ratų pažaidų didėjimas.

Pagrindinės aširačio ratų pažaidos (pateiktos 1.10 pav., nuotraukos autorės) yra riedėjimo paviršiaus nusidėvėjimas, antibriaunio nudilimas, ratlankio riedėjimo paviršiaus iščiūoža, aširačių riedėjimo paviršiaus metalo sąslankos.



Metalo sąslanka



Įrėža



Išstrupa



Iščiūoža



Šoninė iščiūoža

1.10 pav. Geležinkelio ratų pažaidos

Fig. 1.10. Faults in railway wheels

Sukurtas ratų iščiūžos aptikimo metodas, taikant ultragarsinius metodus. Tyrime aptinkama rato iščiūžos sukelta smūgio jėga, o gauti signalai analizuojami Vilnelių metodu. Teigiama, kad šis būdas gali aptikti ratų iščiūžas judant traukiniui skirtingais greičiais (Belotti *et al.* 2006, Jia *et al.* 2007), tačiau nebuvo atlikta Vilnelių metodu gautų jėgų spektro analizė.

Riedmenų ratų diagnostika atliekama naudojant svorio matavimo sistemas (Ten 2012).

Išorinių apžiūrų metu naudojant šablonus ir kitus instrumentus nustatomos ratų pažaidos. Išorinė apžiūra taikoma matomiems pažeidimams nustatyti, pavyzdžiui, tokiems kaip rato ištrupos, o šablonai naudojami rato profiliui tikrinti ir t. t. Ultragarsiniai ir magnetiniai defektoskopai naudojami metalo trūkimams rate nustatyti.

Riedėjimo paviršiaus nusidėvėjimas. Esant riedėjimo paviršiaus nusidėvėjimui didėja traukinio judėjimo pasipriešinimas, rato ir bėgio sankiba.

Tolygus rato riedėjimo paviršiaus nusidėvėjimas, kai rato paviršius nusidėvi tolygiai. Dėl to sumažėja rato skersmuo. Riedėjimo paviršiaus nusidėvėjimo gylio priklausomybė nuo traukinio greičio skirtingiems riedmenims, kai rato spindulys 495 mm (pagal TNN) pateikta 1.2 lentelėje.

1.2 lentelė. Skirtingiems riedmenims leistini ratų riedėjimo paviršiaus nusidėvėjimo gyliai esant skirtingiems greičiams

Table 1.2. The dependence of the depth of the weariness of the rolling surface on the velocity of a railway vehicle considering different equipment

Greitis, km/h	Nusidėvėjimo gylis, mm	Vagonų tipai
Ne daugiau nei 120 km/h	ne daugiau kaip 9	Refrižeratoriniai ir prekiniai
	ne daugiau kaip 8	Vietinio susisiekimo reikšmės keleiviniai
	ne daugiau kaip 7	Tarptautinio susisiekimo reikšmės keleiviniai
120–140 km/h	ne daugiau kaip 5	Lokomotyvų, dyzelinių ir elektrinių traukinių bei keleivinių vagonų

Netolygus rato riedėjimo paviršiaus nusidėvėjimas skiriasi nuo tolygaus tuo, kad riedėjimo paviršius nudyla netolygiai, didėja dinaminis vagono poveikis bėgiui. Rasti tokias pažaidas sudėtinga, nenuėmus aširačio, nes netolygus nusidėvėjimai gali sudaryti vieną penktąją ir daugiau viso rato paviršiaus.

Antbriaunio pažaidos. Rato antibriaunis neleidžia aširačiui nuriedėti nuo bėgių. Ratas laikomas pažeistu, kai jo antibriaunis suplonėja, atsiranda vertikaliųjų nudilimų arba smaigalys (metalo išsikišimas) per visą antibriaunio perimetrą. Antibriaunio pažaidos: antibriaunio nudilimas (suplonėjimas), vertikalus antibriaunio nudilimas, smaigalys antibriaunyje (ši pažaida laikoma ypač pavojinga). Riedmens rato antibriaunio storio priklausomybė nuo antibriaunio aukščio, esant skirtingiems greičiams parodyta 1.3 lentelėje (pagal TNN), kai vagonas krautas.

1.3 lentelė. Riedmens rato antibriaunio aukščio priklausomybė nuo antibriaunio storio ir traukinio greičio

Table 1.3. The dependence of rim thickness on the velocity of the wheel of rolling stock and rim height

Greitis, km/h	Antbriaunio storis	Kai antibriaunio aukštis, mm	Pastabos
120–140	didesnis kaip 33 mm arba mažesnis kaip 28 mm	30	Lokomotyvų – matuojant 20 mm atstumu nuo antibriaunio viršūnės
		28	Kitų riedmenų – matuojant 18 mm atstumu nuo antibriaunio viršūnės
120	didesnis kaip 33 mm arba mažesnis kaip 25 mm	30	Lokomotyvų – matuojant 20 mm atstumu nuo antibriaunio viršūnės
		28	Kitų riedmenų – matuojant 18 mm atstumu nuo antibriaunio viršūnės

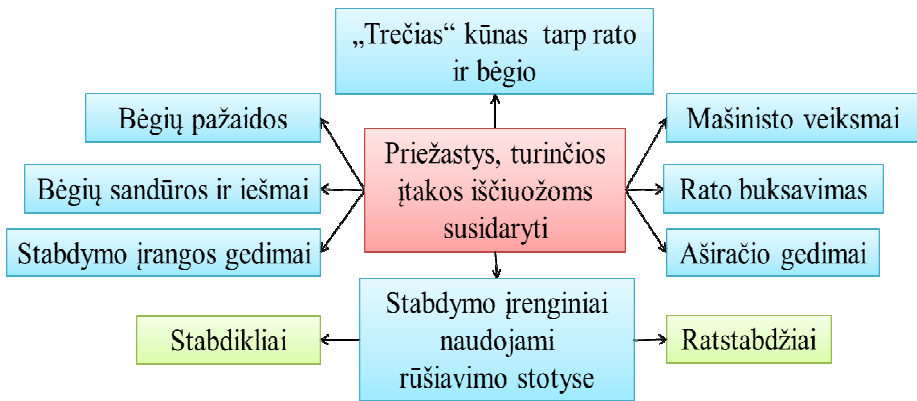
Metalo sąslankos. Metalo sąslankos atsiranda esant termomechaniniams pažeidimams. Intensyvi platinė metalo deformacija įvyksta dėl staigaus stabdymo, esant trumpalaikiams ratų buksavimams, ratui šokinėjant arba kai rato metalas staigiai įkaista ir staigiai atvėsta.

Ant rato riedėjimo paviršiaus gali susidaryti ne viena metalo sąslanka, taip pat jos gali būti vieno ir kelių sluoksnių, skirtis sluoksnių aukščiais. Eksploatacijos metu metalo sąslankos gali išsisluoksniuoti ir atsilupti nuo rato paviršiaus.

Metalo sąslankos pavojingos tuo, kad, kaip ir iščiuožos, sukelia smūgio jėgas į bėgį ir ratą. Dėl metalo sąslankos dažnai ant rato riedėjimo paviršiaus

susiformuoja iščiūožos. Eksploatuoti vagonus draudžiama, kai ratas turi metalo sąslanką: keleivinis iki 0,5 mm, o krovininis iki 1 mm aukščio.

Iščiūožos. Iščiūožos atsiranda taip pat nuo ratų buksavimo, aširačio užstrigimo, stabdymo įrangos gedimų. Žiemos laikotarpiu iščiūožos atsiranda gerokai dažniau nei vasaros. Pagrindinės priežastys, lemiančios ratų iščiūožos susidarymą, parodytos 1.11 paveiksle.



1.11 pav. Ratų iščiūožų susidarymo priežastys
Fig. 1.11. Factors affecting the formation of a wheel flat

Iščiūožos pavojingos, nes vagonui riedant atsiranda smūgiai, kurie sukelia bėgių pažaidas bei viršutinės kelio konstrukcijos irimą. Taip pat gali lūžti ratai ir vagonai nuriedėti nuo kelio.

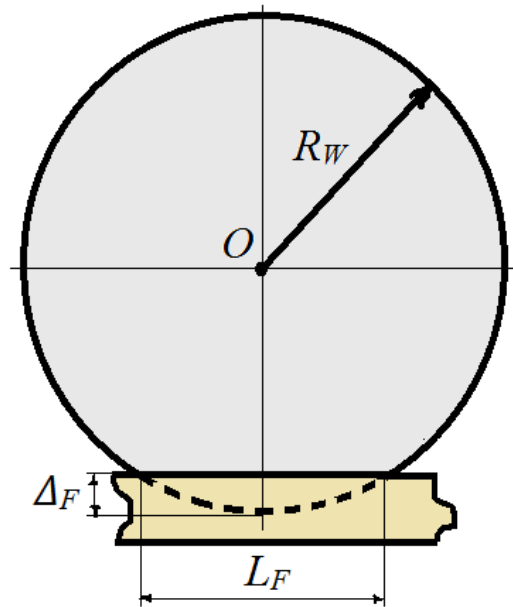
Leistini traukinio judėjimo greičiai esant skirtingiems iščiūožų gyliams (pagal TNN ir TVPI) pateikti 1.4 lentelėje.

1.4 lentelė. Leistino traukinio greičio priklausomybė nuo iščiūožos gylio

Table 1.4. The dependence of the permissible velocity of the vehicle on flat depth

Iščiūožos gylis, mm	Greitis, km/h
1–2	70
2–6	15
6–12	10
12	10, bet pakabinus ar kitaip užblokavus aširatį.

Eksplloatuojant aširačius, rato profilis keičiasi. Tai lemia nuolatinė rato ir bėgio sąveika. Riedant, stabdant ar greitėjant aširačio rate atsiranda pažaidų. Riedmenų rato su iščiuoža pagrindiniai geometriniai parametrai pateikti 1.12 paveiksle.



1.12 pav. Riedmenų rato su iščiuoža geometriniai parametrai
Fig. 1.12. Geometrical parameters of the wheel flat

Daugelis autorių skirtingai įvertina iščiuožos gylį. Riedmenų rato iščiuožos geometrijos skaičiavimas pagal autorius:

- Pieringer *et al.* (2014), Wu *et al.* (2002), Steenbergen (2007):

$$\Delta_F = \frac{L_F^2}{8R_W} . \quad (1.1)$$

- Zhu *et al.* (2007):

$$\Delta_F = \frac{L_F^2}{16R_W} . \quad (1.2)$$

- Kai iščiuoža styga Zhu *et al.* (2007):

$$\Delta_F = R_W - \sqrt{R_W^2 - \frac{L_F^2}{4}}. \quad (1.3)$$

– Sladkovskij *et al.* (2007):

$$L_F = 2\sqrt{2R_W \Delta_F - \Delta_F^2}. \quad (1.4)$$

– Uzzal *et al.* (2008):

$$R_W = \frac{1}{2} \Delta_F \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi x}{L_F}\right) \right]. \quad (1.5)$$

čia Δ_F – gylis; L_F – ilgis, x – iščiuožos išilginė koordinatė kontakto taške.

Skirtingų ratų skersmenys turi įtakos iščiuožos gyliui, o pastarasis – iščiuožos ilgiui. Iščiuožos ilgio priklausomybė nuo ratų skersmens ir iščiuožos gylio pateikta 1.5 lentelėje.

1.5 lentelė. Iščiuožos ilgio priklausomybė nuo ratų skersmens ir iščiuožos gylio
Table 1.5. The dependence of flat length on the diameter and flat depth of the wheel

Rato skersmuo (riedėjimo paviršius), mm	Iščiuožos gylis, mm												
	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Iščiuožos ilgis, mm												
1250	50	71	100	122	141	158	173	186	199	211	223	233	244
1220	49	70	99	121	139	156	171	184	197	209	220	231	241
1050	46	65	92	112	129	145	158	171	183	194	204	214	223
950	44	62	87	107	123	137	151	162	174	184	194	203	212

Atsiradus iščiuožai, dėl rato ir bėgio sąveikos, atsiranda dinaminės jėgos, kurios apkrauna bėgį ir ratą. Rato su bėgiu kontakto zonoje veikiančios dinaminės jėgos poveikio laikas priklauso nuo vagono važiavimo greičio, iščiuožos ilgio.

Ratų pažaidų analizė, leidžia teigti, kad bėgių būklę labiausiai veikia geležinkelio riedmenų rato riedėjimo paviršiaus forma. Dažniausiai pasitaikanti pažaida yra iščiuoža. Autoriai skirtingai aprašo rato su iščiuoža geometriją, bet dažniausiai šį pažaidos tipą pasirenka sudarydami matematinius rato su bėgiu sąveikos modelius.

1.3. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas

1. Literatūroje aprašyti matematiniai modeliai įvertina rato ir bėgio kontakto praradimo galimybes arba tarpelius tarp bėgio ir pabėgio, arba pabėgio ir sankasos, tačiau modelio kuris apimtu visas tris sąlygas nepavyko rasti.

2. Mokslinių darbų apie rato ir bėgio sąveiką apžvalga parodė, kad labiausiai riedmenų dinamiką veikia trumpųjų bangų formos bėgių nelygumai, o bėgių būklę labiausiai veikia pakitusi geležinkelio riedmenų ratų riedėjimo paviršiaus forma.

3. Daugelio autorių matematiniuose rato su bėgiu sąveikos modeliuose, dėl skaičiavimo paprastumo, dažniausiai naudojama riedmenų rato pažaida yra iščiuoža.

4. Mokslinių darbų apie rato iščiuožas apžvalga parodė, kad mokslinių darbų autoriai siūlo skaičiuoti rato iščiuožos gylį skirtingais būdais.

Atlikus mokslinių darbų analizę suformuluoti šie uždaviniai:

1. Sukurti sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematinį modelį leidžiantį įvertinti rato pažaidas ir bėgio nelygumus ir susidarančius tarpelius tarp rato ir bėgio.

2. Sukurti supaprastintą metodiką dėl rato su iščiuoža ir bėgio sąveikos veikiančioms maksimalioms apkrovoms nustatyti, įvertinančią iščiuožos ilgį, važiavimo greitį ir rato apkrovas.

3. Tyrimų rezultatus, gautus pagal sukurtą vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodiką (KAM), palyginti su kitų autorių tyrimų rezultatais ir sistemos ATLAS-LG gaunamais rodmenimis.

Sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematinis modeliavimas

Pateikiamas sukurtas sistemos „Riedmuo – Kelias“ matematinis modelis, kuris leidžia ištirti rato su iščiuožomis ir bėgio sąveiką, įvertinus sankasos grunto, pabėgių ir tarpinės fizinės bei mechaninės savybes, rato geometriją, vagono dinamines savybes esant skirtingiems važiavimo greičiams, rato iščiuožų dydžiams.

Skyriaus tematika paskelbti du straipsniai: Žygienė *et al.* 2014 ir Bogdevičius *et al.* 2014.

2.1. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ dinaminis modelis

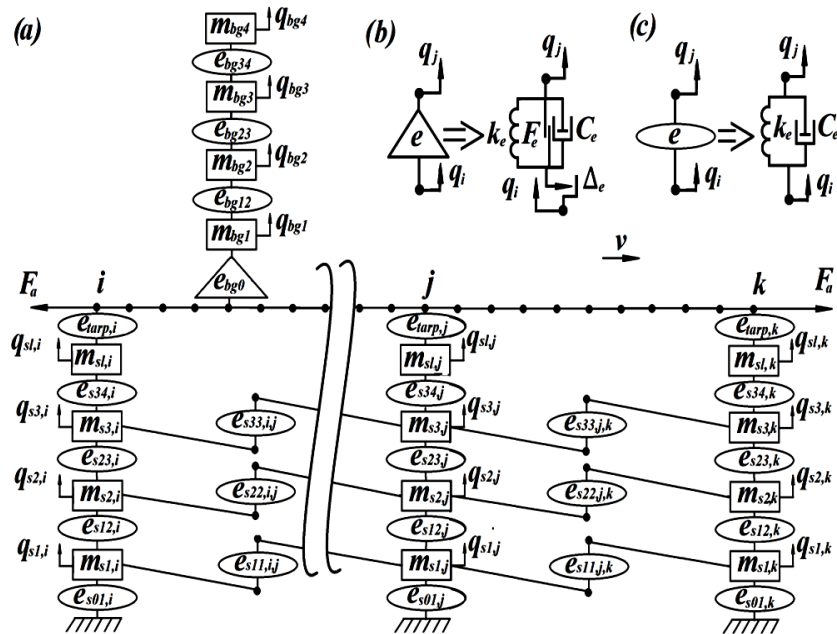
Pateikiamas sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematinis modelis gali būti naudojamas geležinkelio riedmenų rato su bėgiu sąveikai tirti, kai ratas su pažaida arba be jos.

Nagrinėjant sistemos „Riedmuo-Kelias“ elementų tarpusavio sąveiką priimamos prielaidos ir įvertinama:

1. Bėgio deformacija X , Z plokštumoje.
2. Bėgio sąveika su sankasa – kaip tamprus pagrindas.

3. Galimas tarpelis tarp pabėgio ir sankasos.
4. Bėgio ir rato kontakto ilgis ir jame esantys geometriniai nelygumai.
5. Bėgio ašinių jėgų poveikis standumui (dėl temperatūrų skirtumo).
6. Pradinė bėgių deformacija.
7. Tarpelis tarp bėgio ir pabėgio.
8. Tarpelis tarp pabėgio ir sankasos, esantis dviejų pabėgių tarpo viduryje.
9. Po gretimais pabėgiais esančių grunto sluoksnių tarpusavio sąveika.
10. Rato profilis su pažaidomis.

Sistemos „Riedmuo-Kelias“ dinaminio modelio schema ir elementai pavaizduoti 2.1 paveiksle.



2.1 pav. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ dinaminis modelis ir jo elementai:
a) dinaminis modelis; b) netiesinis tamprumo slopinimo diskretinis elementas; c) tiesinis tamprumo slopinimo diskretinis elementas

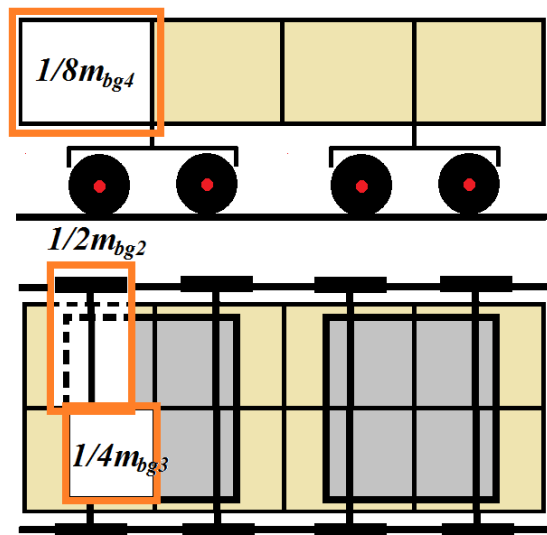
Fig. 2.1. A dynamic model and its elements for the system “Vehicle-Track”:

- a) dynamic model;
- b) nonlinear elastic–damping discrete element;
- c) linear elastic–damping discrete element

Sistemos „Riedmuo-Kelias“ dinaminiam modelyje koncentruotos masės pavaizduotos 2.1 paveiksle stačiakampiais, kurios sujungtos tiesiniais ir netiesiniais tampriaisiais ir slopinimo diskretiniais elementais.

Geležinkelio bėgio dinamika aprašoma baigtinių elementų metodu (Aladjev 2006), o grunto ir vagono dinamika aprašoma diskretiniais elementais.

Dinaminiam sistemos „Riedmuo-Kelias“ modeliui skaičiuojamąjį riedmenį sudaro (2.2 pav.): $1/8$ vagono masės, (m_{bg4}), $1/4$ vežimėlio masės (m_{bg3}), $1/2$ aširačio masės (m_{bg2}).



2.2 pav. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ vagono elementų masių skaičiuojamosios dalys:

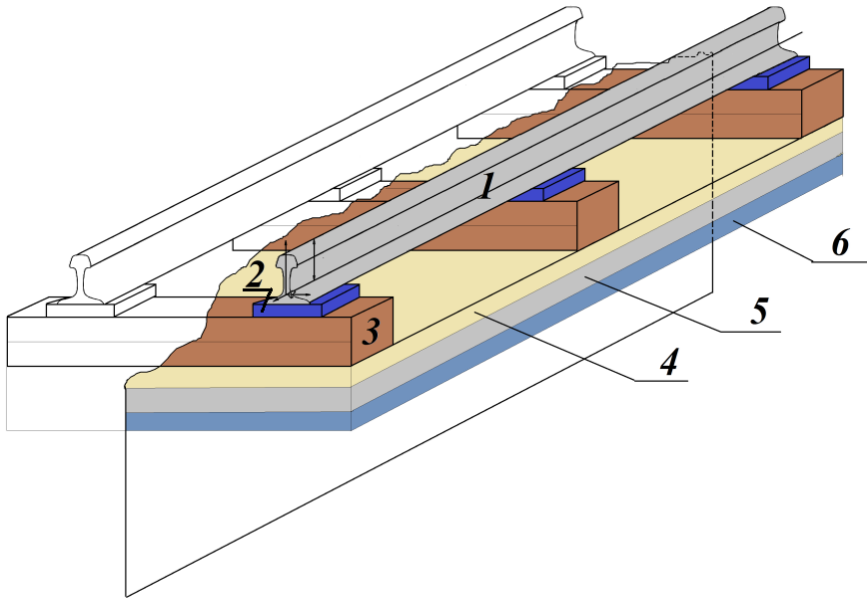
$$1/8 m_{bg4}, 1/4 m_{bg3}, 1/2 m_{bg2}$$

Fig. 2.2. The calculated parts of the masses of the vehicle elements of the system

Vehicle-Track: $1/8 m_{bg4}, 1/4 m_{bg3}, 1/2 m_{bg2}$

Aširačio masė suskaidyta į dvi dalis: m_{bg1} rato masė, tiesiogiai kontaktuojanti su bėgiu, ir m_{bg2} pagrindinė aširačio masė. Rato su bėgiu sąveikos metu rato masės, tiesiogiai kontaktuojančios su bėgiu m_{bg1} , naudojimas leidžia tiksliau įvertinti veikiančias jėgas ir rato atskirų dalių kinematinis parametrus.

Sistemos „Riedmuo-Kelias“ kelio modelį sudaro (2.3 pav.) bėgis, pabėgis ir geležinkelio sankasa. Sankasa sudaryta iš balasto, subbalasto ir grunto sluoksnių.



2.3 pav. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ kelio elementai:

1 – bėgis, 2 – tarpinė, 3 – pabėgis, 4 – balasto sluoksnis, 5 – subbalasto sluoksnis, 6 – grunto sluoksnis

Fig. 2.3. Track elements of the system “Vehicle-Track”: 1 – rail, 2 – pad, 3 – sleeper, 4 – ballast layer, 5 – subballast layer, 6 – soil layer

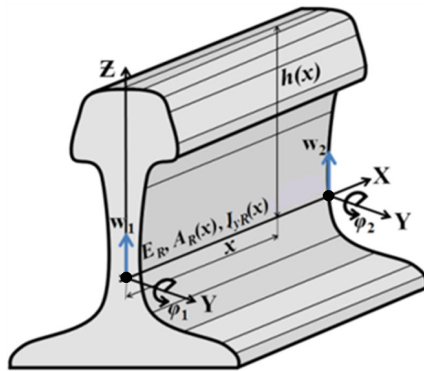
Sudarytame sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematiniame modelyje panaudoti tiesiniai (2.1 pav. pažymėti ovalais) ir netiesiniai (2.1 pav. pažymėtas trikampių) standumo ir slopinimo elementai. Sistema „Riedmuo-Kelias“ nagrinėjama vertikalioje plokštumoje.

2.2. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ bėgio, pabėgio ir sankasos matematinis modelis

Bėgio R-65 paviršiaus kreivumo spindulys nuolat kinta. Norint tiksliau įvertinti bėgio fizines ir mechanines savybes, reikia sudaryti bėgio matematinį modelį.

Sudarant matematinį modelį bėgis aprašytas baigtinių elementų metodu. Bėgis suskaidytas į tam tikrą elementų skaičių. Naudojamas dviejų mazgų strypinis baigtinis elementas.

Bėgio skaičiuojamoji schema ir matematiniame modelyje įvertinti pradiniai parametrai pavaizduoti 2.4 paveiksle.



2.4 pav. Bėgio pradiniai parametrai
Fig. 2.4 Calculation scheme for a rail

Bėgių baigtinio elemento poslinkio vektorius:

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} u \\ w \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_u \\ N_w \end{bmatrix} \{q_e\} = [N_w(\xi)] \{q_e\}, \quad (2.1)$$

čia u, w – poslinkių vektoriai pagal X ir Z ašis; $\{q_e\}$ – poslinkių vektorius.

Bėgio poslinkis w ir pradinis poslinkis w_0 Z ašies atžvilgiu yra lygūs

$$\begin{aligned} w &= [N_w(\xi)] \{q_e\}, \\ w_0 &= [N_w(\xi)] \{w_{0e}\}, \end{aligned} \quad (2.2)$$

čia $\{w_{0e}\}$ – pradinių poslinkių vektorius; $\{q_e\}$ – baigtinio elemento poslinkių vektorius; $[N_w(\xi)]$ – baigtinio elemento formos funkcijų matrica.

Baigtinio elemento formos funkcijų matrica:

$$[N_w(\xi)] = \begin{bmatrix} 1 - 3\xi^2 + 2\xi^3 & -L_e\xi(1 - 2\xi + \xi^2) & 3\xi^2 - 2\xi^3 & L_e\xi^2(1 - \xi) \end{bmatrix}, \quad (2.3)$$

čia $\xi = x/L_e$ – bedimensė koordinatė; L_e – baigtinio elemento ilgis.

Bėgio baigtinio elemento, gulinčio ant tampraus pagrindo, potencinę energiją Π_p sudaro lenkimo $\Pi_{p,b}$, tempimo $\Pi_{p,T}$, jėgų ir tampraus pagrindo $\Pi_{p,F}$ potencinės energijos:

$$\Pi_p = \Pi_{p,b} + \Pi_{p,T} + \Pi_{p,F} \quad (2.4)$$

Lenkimo jėgos potencinė energija $\Pi_{p,b}$:

$$\begin{aligned}
 \xi_{p,b} &= \frac{1}{2} \int_0^{L_e} \Pi_R I_{yR}(x) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \right)^2 dx = \\
 &= \frac{1}{2} \{q_e\}^T \int_0^{L_e} \left[\frac{\partial^2 N_w(\xi)}{\partial \xi^2} \right]^T \Pi_R I_{yR}(x) \left[\frac{\partial^2 N_w(\xi)}{\partial \xi^2} \right] L_e d\xi \{q_e\} - \\
 &- \{q_e\}^T \int_0^{L_e} \left[\frac{\partial^2 N_w(\xi)}{\partial \xi^2} \right]^T \Pi_R I_{yR}(x) \left[\frac{\partial^2 N_w(\xi)}{\partial \xi^2} \right] L_e d\xi \{w_{0e}\} + \\
 &+ \frac{1}{2} \{w_{0e}\}^T \int_0^{L_e} \left[\frac{\partial^2 N_w(\xi)}{\partial \xi^2} \right]^T \Pi_R I_{yR}(x) \left[\frac{\partial^2 N_w(\xi)}{\partial \xi^2} \right] L_e d\xi \{w_{0e}\} = \\
 &= \frac{1}{2} \{q_e\}^T [K_{1e}] \{q_e\} - \{q_e\}^T \{F_{01e}\} + \Pi_{p,b0},
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

čia Π_R – bėgio tamprumo modulis; $I_{yR}(x)$ yra bėgio skerspjūvio inercijos momentas apie Y ašį (2.4 pav.); $\{F_{01e}\}$, $\Pi_{p,b0}$, $[K_{1e}]$, – baigtinio elemento jėgų vektorius, potencinė energija, standumo matrica, įvertinant bėgio pradinę formą.

Baigtinio elemento jėgų vektorius įvertinant bėgio pradinę formą:

$$\{F_{01e}\} = [K_{1e}] \{w_{0e}\}.$$

Baigtinio elemento potencinė energija įvertinant bėgio pradinę formą:

$$\Pi_{p,b0} = \{w_{0e}\}^T [K_{1e}] \{w_{0e}\} / 2.$$

Baigtinio elemento standumo matrica įvertinant bėgio pradinę formą:

$$[K_{1e}] = \int_0^L \left[\frac{\partial^2 N_w(\xi)}{\partial \xi^2} \right]^T \frac{\Pi_R I_{yR}(x)}{L_e^3} \left[\frac{\partial^2 N_w(\xi)}{\partial \xi^2} \right] d\xi.$$

Potencinė energija $\Pi_{p,T}$, veikiant tempimo jėgoms:

$$\begin{aligned}
\Pi_{p,T} &= \frac{1}{2} \int_0^{L_e} F_a \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\partial w_0}{\partial x} \right)^2 dx = \\
&= \frac{1}{2} \{q_e\}^T \int_0^{L_e} \left[\frac{\partial N_w(\xi)}{\partial \xi} \right]^T \frac{F_a}{L_e} \left[\frac{\partial N_w(\xi)}{\partial \xi} \right] d\xi \{q_e\} - \\
&\quad - \{q_e\}^T \int_0^{L_e} \left[\frac{\partial N_w(\xi)}{\partial \xi} \right]^T \frac{F_a}{L_e} \left[\frac{\partial N_w(\xi)}{\partial \xi} \right] d\xi \{w_{0e}\} + \\
&\quad + \frac{1}{2} \{w_{0e}\}^T \int_0^{L_e} \left[\frac{\partial N_w(\xi)}{\partial \xi} \right]^T \frac{F_a}{L_e} \left[\frac{\partial N_w(\xi)}{\partial \xi} \right] d\xi \{w_{0e}\} = \\
&= \frac{1}{2} \{q_e\}^T [K_{2e}] \{q_e\} - \{q_e\}^T \{F_{02e}\} + \Pi_{p,T0},
\end{aligned} \tag{2.6}$$

čia F_a – tempimo jėga; $\{F_{02e}\}, \Pi_{p,T0}, [K_{2e}]$ – baigtinio elemento jėgų vektorius, potencinė energija, standumo matrica, veikiant ašinei jėgai, atitinkamai.

Baigtinio elemento jėgų vektorius, veikiant ašinei jėgai:

$$\{F_{02e}\} = [K_{2e}] \{w_{0e}\}.$$

Baigtinio elemento potencinė energija, veikiant ašinei jėgai:

$$\Pi_{p,T0} = \{w_{0e}\}^T [K_{2e}] \{w_{0e}\} / 2.$$

Baigtinio elemento standumo matrica, veikiant ašinei jėgai:

$$[K_{2e}] = \int_0^{L_e} \left[\frac{\partial N_w(\xi)}{\partial \xi} \right]^T \frac{F_a}{L_e} \left[\frac{\partial N_w(\xi)}{\partial \xi} \right] d\xi.$$

Potencinė energija $\Pi_{p,F}$, kai veikia standaus pagrindo jėgos:

$$\begin{aligned}
\Pi_{p,F} &= \frac{1}{2} \int_0^{L_e} k_S(x) (w(x) - w_0(x))^2 dx = \\
&= \frac{1}{2} \{q_e\}^T \int_0^{L_e} [N_w(\xi)]^T k_S(x) [N_w(\xi)] L_e d\xi \{q_e\} -
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -\{q_e\}^T \int_0^{L_e} [N_w(\xi)]^T k_S(x) [N_w(\xi)] L_e d\xi \{w_{0e}\}^T + \\
& + \frac{1}{2} \{w_{0e}\}^T \int_0^{L_e} [N_w(\xi)]^T k_S(x) [N_w(\xi)] L_e d\xi \{w_{0e}\} = \\
& = \frac{1}{2} \{q_e\}^T [K_{3e}] \{q_e\} - \{q_e\}^T \{F_{03e}\} + \Pi_{p,F0}, \quad (2.7)
\end{aligned}$$

čia $k_S(x)$ – tampraus pagrindo standumo koeficientas; $\{F_{03e}\}, \Pi_{p,F0}, [K_{3e}]$ – baigtinio elemento jėgų vektoriaus potencinė energija, standumo matrica, esant tampriam pagrindui:

$$\begin{aligned}
\{F_{03e}\} &= [K_{3e}] \{w_{0e}\}, \quad \Pi_{p,F0} = 1/2 \{w_{0e}\}^T [K_{3e}] \{w_{0e}\}, \\
[K_{3e}] &= \int_0^L [N_w(\xi)]^T k_S(x) [N_w(\xi)] L_e d\xi.
\end{aligned}$$

Bėgių baigtinio elemento slopinimo matrica:

$$[C_e] = \alpha [M_e] + \beta [K_e], \quad (2.8)$$

čia α, β – laisvai pasirenkami koeficientai, įvertinantys bėgio slopinamąsias savybes; $[M_e]$ – bėgio elementų masių matrica; $[K_e]$ – standumo matrica.

Standumo matrica:

$$[K_e] = [K_{1e}] + [K_{2e}] + [K_{3e}]. \quad (2.9)$$

Baigtinio elemento apkrovos vektorius lygus:

$$\{F_e\} = \{F_w\} + \{F_{Se}\} + \{F_{kontakt}\}, \quad (2.10)$$

čia $\{F_w\}$ – svorio jėgos vektorius; $\{F_{Se}\}$ – jėgų vektorius, priklausantis nuo bėgio lenkimo, tempimo ir tampraus pagrindo; $\{F_{kontakt}\}$ – kontakto jėgos vektorius.

Svorio jėgos vektorius yra lygus:

$$\{F_w\} = \int_0^{L_e} [N_w(\xi)]^T q_w L_e d\xi. \quad (2.11)$$

Jėgų vektorius, priklausantis nuo bėgio lenkimo, tempimo ir tampraus pagrindo, yra lygus:

$$\{F_{Se}\} = \{F_{01e}\} + \{F_{02e}\} + \{F_{03e}\}. \quad (2.12)$$

Kontakto jėgos vektorius yra lygus:

$$\{F_{kontakt}\} = \int_{\xi_a}^{\xi_b} [N_w(\xi)]^T q(\xi) L_e d\xi, \quad (2.13)$$

čia $q(\xi)$ – išskirstytos apkrovos rato ir bėgio kontakto zonoje.

Bėgių baigtinio elemento judėjimo lygtis:

$$[M_e]\{\ddot{q}_e\} + [C_e]\{\dot{q}_e\} + [K_e]\{q_e\} = \{F_e\}. \quad (2.14)$$

Bėgio sąveikos su pabėgiu standaus elemento potencinė energija ir slopinimo elemento disipacinė funkcija lygios:

$$\Pi_{p,tarp,i} = 1/2 k_{tarp,i} (w_i - q_{sl,i})^2 H(\delta_{tarp,i}), \quad (2.15)$$

$$\Phi_{tarp,i} = 1/2 c_{tarp,i} (\dot{w}_i - \dot{q}_{sl,i})^2 H(\delta_{tarp,i}), \quad (2.16)$$

čia $\delta_{tarp,i}$ – sverbtis i -tajame taške; $H(\delta_{sl,i})$ – Hevisaido (*Heaviside*) funkcija i -tajame taške; $k_{tarp,i}, c_{tarp,i}$ – bėgio tarpinės standumo ir slopinimo koeficientai; $q_{sl,i}, \dot{q}_{sl,i}$ – pabėgio poslinkis ir greitis i -tajame taške; w_i – bėgio poslinkis i -tajame taške, $\Delta_{sl,i}$ – tarpelis tarp bėgio ir pabėgio i -tajame taške.

Skverbtis tarp bėgio ir pabėgio per tarpinę:

$$\delta_{tarp,i} = q_{sl,i} - w_i - \Delta_{sl,i}. \quad (2.17)$$

Balasto elemento e_{b1i} standumo potencinės energijos funkcija lygi:

$$\begin{aligned} \Pi_{p,b1j} = & 1/2 \left(k_{s01,i} \dot{q}_{s1,i}^2 + k_{s12,i} (\dot{q}_{s2,i} - \dot{q}_{s1,i})^2 + k_{s23,i} (\dot{q}_{s3,i} - \dot{q}_{s2,i})^2 + \right. \\ & + k_{s34,i} (\dot{q}_{s4,i} - \dot{q}_{s3,i})^2 + k_{tarp,i} (\dot{q}_{s9,i} - \dot{q}_{s3,i})^2 + k_{s01,j} \dot{q}_{s1,j}^2 + \\ & + k_{s12,j} (\dot{q}_{s2,j} - \dot{q}_{s1,j})^2 + k_{s23,j} (\dot{q}_{s3,j} - \dot{q}_{s2,j})^2 + k_{s34,i} (\dot{q}_{s4,j} - \dot{q}_{s3,j})^2 + \\ & + k_{tarp,j} (\dot{q}_{s9,j} - \dot{q}_{s3,j})^2 + k_{s11,i,j} (\dot{q}_{s1,i} - \dot{q}_{s1,j})^2 + k_{s22,i,j} (\dot{q}_{s2,i} - \dot{q}_{s2,j})^2 + \\ & \left. + k_{s33,i,j} (\dot{q}_{s3,i} - \dot{q}_{s3,j})^2 \right), \end{aligned} \quad (2.18)$$

čia $k_{s01,i}, k_{s12,i}, k_{s23,i}, k_{s34,i}, k_{s11,i,j}, k_{s22,i,j}, k_{s33,i,j}$ – balasto masių standumo koeficientai.

Balasto elemento e_{s1i} disipacinė funkcija lygi:

$$\begin{aligned} \Phi_{s01,i} = & 1/2 \left(c_{s01,i} \dot{q}_{s1,i}^2 + c_{s12,i} (\dot{q}_{s2,i} - \dot{q}_{s1,i})^2 + c_{s23,i} (\dot{q}_{s3,i} - \dot{q}_{s2,i})^2 + \right. \\ & + c_{s34,i} (\dot{q}_{s4,i} - \dot{q}_{s3,i})^2 + c_{tarp,i} (\dot{q}_{s9,i} - \dot{q}_{s3,i})^2 + c_{s01,j} \dot{q}_{s1,j}^2 + \\ & + c_{s12,j} (\dot{q}_{s2,j} - \dot{q}_{s1,j})^2 + c_{s23,j} (\dot{q}_{s3,j} - \dot{q}_{s2,j})^2 + c_{s34,i} (\dot{q}_{s4,j} - \dot{q}_{s3,j})^2 + \\ & + c_{tarp,j} (\dot{q}_{s9,j} - \dot{q}_{s3,j})^2 + c_{s11,i,j} (\dot{q}_{s1,i} - \dot{q}_{s1,j})^2 + c_{s22,i,j} (\dot{q}_{s2,i} - \dot{q}_{s2,j})^2 + \\ & \left. + c_{s33,i,j} (\dot{q}_{s3,i} - \dot{q}_{s3,j})^2 \right), \end{aligned} \quad (2.19)$$

čia $C_{s01,i}$, $C_{s12,i}$, $C_{s23,i}$, $C_{s34,i}$, $C_{s11,i,j}$, $C_{s22,i,j}$, $C_{s33,i,j}$ – balasto masių slopinimo koeficientai.

Sudarytos sistemos pabėgių, balasto ir subbalasto blokams, i -tajame ir j -tajame taškuose judėjimo lygtis:

$$[M_{i,j}]\{\ddot{q}_{i,j}\} + [C_{i,j}]\{\dot{q}_{i,j}\} + [K_{i,j}]\{q_{i,j}\} = \{F_{i,j}\}, \quad (2.20)$$

čia $[M_{i,j}]$, $[C_{i,j}]$, $[K_{i,j}]$ – pabėgio, balasto, subbalasto ir bėgio dalies, i -tajame ir j -tajame taškuose, masės, slopinimo ir standumo matricos; $\{q_{i,j}\}$, $\{\dot{q}_{i,j}\}$, $\{\ddot{q}_{i,j}\}$ yra balasto, pabėgio ir bėgio, i -tajame ir j -tajame taškuose poslinkio, greičio ir pagreičio vektoriai.

Balasto, subbalasto ir bėgio dalies i -tajame ir j -tajame taškuose masės matricos:

$$[M_{i,j}] = \text{diag}([M_{bi,bi}] \quad [M_{bj,bj}] \quad [M_{Rij,Rij}]), \quad (2.21)$$

čia $[M_{bi,bi}]$, $[M_{bj,bj}]$, $[M_{Rij,Rij}]$ – pabėgio, balasto, subbalasto ir bėgio dalies blokų masės matricos:

$$\begin{aligned} [M_{bi,bi}] &= \text{diag}(m_{sl,i} \quad m_{s1,i} \quad m_{s2,i} \quad m_{s3,i}), \\ [M_{bj,bj}] &= \text{diag}(m_{sl,j} \quad m_{s1,j} \quad m_{s2,j} \quad m_{s3,j}), \\ [M_{Rij,Rij}] &= \text{diag}(m_{R,i} \quad m_{R,j}), \end{aligned} \quad (2.22)$$

čia $m_{sl,i}$, $m_{sl,j}$, $m_{s1,i}$, $m_{s2,i}$, $m_{s3,i}$, $m_{s1,j}$, $m_{s2,j}$, $m_{s3,j}$, $m_{R,i}$, $m_{R,j}$ – pabėgio balasto, subbalasto ir bėgio dalies masės.

Balasto, subbalasto ir bėgio dalies slopinimo koeficientai:

$$[C_{i,j}] = \begin{bmatrix} C_{bi,bi} & C_{bi,bj} & C_{bi,Rij} \\ C_{bj,bi} & C_{bj,bj} & C_{bj,Rij} \\ C_{Rij,bi} & C_{Rij,bj} & C_{Rij,Rij} \end{bmatrix}, \quad (2.23)$$

čia $[C_{bi,bi}]$, $[C_{bi,bj}]$, $[C_{bi,Rij}]$, $[C_{bj,bi}]$, $[C_{bj,bj}]$, $[C_{bj,Rij}]$, $[C_{Rij,bj}]$, $[C_{Rij,bi}]$, $[C_{Rij,Rij}]$ – balasto, subbalasto ir bėgio dalies blokų slopinimų matricos.

$$\begin{aligned}
[C_{bi,bi}] &= \begin{bmatrix} c_{s01,i} + c_{s12,i} + c_{s11,ij} & -c_{s12,i} & 0 & 0 \\ -c_{s12,i} & c_{s12,i} + c_{s23,i} + c_{s22,ij} & -c_{s23,i} & 0 \\ 0 & -c_{s23,i} & c_{s23,i} + c_{s34,i} + c_{s33,ij} & -c_{s34,i} \\ 0 & 0 & -c_{s34,i} & c_{tarp,i}H(\delta_{tarp,i}) + c_{s34,i} \end{bmatrix}, \\
[C_{bj,bi}] &= [C_{bi,bj}] = \begin{bmatrix} -c_{s11,ij} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_{s22,ij} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_{s33,ij} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad [C_{bi,Rij}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -c_{tarp,i}H(\delta_{tarp,i}) & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (2.24) \\
[C_{bj,bj}] &= \begin{bmatrix} c_{s01,j} + c_{s12,j} + c_{s11,ij} & -c_{s12,j} & 0 & 0 \\ -c_{s12,j} & c_{s12,j} + c_{s23,j} + c_{s22,ij} & -c_{s23,j} & 0 \\ 0 & -c_{s23,j} & c_{s23,j} + c_{s34,j} + c_{s33,ij} & -c_{s34,j} \\ 0 & 0 & -c_{s34,j} & c_{tarp,i}H(\delta_{tarp,j}) + c_{s34,j} \end{bmatrix}, \\
[C_{bi,Rij}] &= \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -c_{tarp,j}H(\delta_{tarp,j}) \end{bmatrix}, \quad [C_{Rij,bi}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -c_{tarp,i}H(\delta_{tarp,i}) \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad [C_{Rij,bj}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_{tarp,j}H(\delta_{tarp,j}) \end{bmatrix}, \\
[C_{Rij,Rij}] &= \begin{bmatrix} -c_{tarp,i}H(\delta_{tarp,i}) & 0 \\ 0 & -c_{tarp,j}H(\delta_{tarp,j}) \end{bmatrix}.
\end{aligned}$$

čia $c_{tarp,i}, c_{s01,i}, c_{s12,i}, c_{s23,i}, c_{tarp,j}, c_{s01,j}, c_{s12,j}, c_{s23,j}, c_{s11,ij}, c_{s22,ij}$ – balasto ir tampraus pado elementų slopinimo koeficientas i -tajame ir j -tajame taškuose.

$$[C_{bj,bj}] = [C_{bi,bj}]^T, [C_{Rij,bi}] = [C_{bi,Rij}]^T, [C_{Rij,bj}] = [C_{bj,Rij}]^T. \quad (2.25)$$

Balasto, subbalasto ir bėgio dalies standumo koeficientai:

$$[K_{i,j}] = \begin{bmatrix} K_{bi,bi} & K_{bi,bj} & K_{bi,Rij} \\ K_{bj,bi} & K_{bj,bj} & K_{bj,Rij} \\ K_{Rij,bi} & K_{Rij,bj} & K_{Rij,Rij} \end{bmatrix}, \quad (2.26)$$

čia $[K_{bi,bi}], [K_{bi,bj}], [K_{bi,Rij}], [K_{bj,bi}], [K_{bj,bj}], [K_{bj,Rij}], [K_{Rij,bj}], [K_{Rij,bi}], [K_{Rij,Rij}]$ – balasto, subbalasto ir bėgio dalies blokų standumo matricos.

$$[K_{bi,bi}] = \begin{bmatrix} k_{s01,i} + k_{s12,i} + k_{s11,ij} & -k_{s12,i} & 0 & 0 \\ -k_{s12,i} & k_{s12,i} + k_{s23,i} + k_{s22,ij} & -k_{s23,i} & 0 \\ 0 & -c_{s23,i} & k_{s23,i} + k_{s34,i} + k_{s33,ij} & -k_{s34,i} \\ 0 & 0 & -k_{s34,i} & k_{tarp,i} H(\delta_{tarp,i}) + k_{s34,i} \end{bmatrix},$$

$$[K_{bj,bi}] = [K_{bi,bj}] = \begin{bmatrix} -k_{s11,ij} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{s22,ij} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{s33,ij} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad [K_{bi,Rij}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -k_{tarp,i} H(\delta_{tarp,i}) & 0 \end{bmatrix}, \quad (2.27)$$

$$[K_{bj,bj}] = \begin{bmatrix} k_{s01,j} + k_{s12,j} + k_{s11,ij} & -k_{s12,j} & 0 & 0 \\ -c_{s12,j} & k_{s12,j} + k_{s23,j} + k_{s22,ij} & -k_{s23,j} & 0 \\ 0 & -k_{s23,j} & k_{s23,j} + k_{s34,j} + k_{s33,ij} & -k_{s34,j} \\ 0 & 0 & -k_{s34,j} & k_{tarp,i} H(\delta_{tarp,j}) + k_{s34,j} \end{bmatrix},$$

$$[K_{bi,Rij}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -k_{tarp,j} H(\delta_{tarp,j}) \end{bmatrix}, \quad [K_{Rij,bi}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -k_{tarp,i} H(\delta_{tarp,i}) \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$[K_{Rij,bj}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & k_{tarp,j} H(\delta_{tarp,j}) \end{bmatrix}, \quad [K_{Rij,Rij}] = \begin{bmatrix} -k_{tarp,i} H(\delta_{tarp,i}) & 0 \\ 0 & -k_{tarp,j} H(\delta_{tarp,j}) \end{bmatrix}.$$

čia $k_{tarp,i}$, $k_{s01,i}$, $k_{s12,i}$, $k_{s23,i}$, $k_{tarp,j}$, $k_{s01,j}$, $k_{s12,j}$, $k_{s23,j}$, $k_{s11,ij}$, $k_{s22,ij}$ – balasto ir tamprus pado elementų standumo koeficientai i -tajame ir j -tajame taškuose; $H(\delta_{tarp,i})$ – Hevisaido funkcija pado i -tajame taške.

$$[K_{bj,bj}] = [K_{bi,bj}]^T, \quad [K_{Rij,bi}] = [K_{bi,Rij}]^T, \quad [K_{Rij,bj}] = [K_{bj,Rij}]^T. \quad (2.28)$$

Balasto ir bėgio apkrovimo jėgos vektorius:

$$\{F_{b,i,j}\}^T = [\{F_{bi}\}^T \quad \{F_{bj}\}^T \quad \{F_{Rij}\}^T], \quad (2.29)$$

čia $\{F_{bi}\}$, $\{F_{bj}\}$, $\{F_{Rij}\}$ – balasto apkrovimo jėgos vektorius i ir j taškuose.

Balasto ir bėgio poslinkių vektorius $\{q_{i,j}\}$ i -tajame ir j -tajame taškuose yra lygus:

$$\{q_{i,j}\}^T = [\{q_{bi}\}^T \quad \{q_{bj}\}^T \quad \{q_{Rij}\}^T], \quad (2.30)$$

čia $\{q_{bi}\}$, $\{q_{bj}\}$, $\{q_{Rij}\}$ – balasto, subbalasto ir bėgio dalies poslinkių vektorius, atitinkamai.

Transponuoti ji matrica gaunama matricos eilutes sukeitus su stulpeliais:

$$\begin{aligned}\{q_{bi}\}^T &= [q_{sl,i} \quad q_{s1,i} \quad q_{s2,i} \quad q_{s3,i}], \\ \{q_{bj}\}^T &= [q_{sl,j} \quad q_{s1,j} \quad q_{s2,j} \quad q_{s3,j}], \\ \{q_{Rij}\}^T &= [w_i, w_j].\end{aligned}\tag{2.31}$$

Sukurtas matematinis sistemos „Riedmuo-Kelias“ kelio ir jo elementų sąveikos modelis, įvertinantis: bėgio sąveiką su sankasa – kaip tamprų pagrindą, galimą tarpelį tarp pabėgio ir sankasos, bėgio ašinių jėgų poveikį standumui (dėl temperatūrų skirtumo), pradinę bėgių deformaciją, tarpelį tarp pabėgio ir bėgio, po gretimais pabėgiais esančių grunto sluoksnių tarpusavio sąveiką, bėgio paviršiaus galimus nelygumus.

2.3. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ rato su pažaidomis ir bėgio su nelygumais sąveikos matematinis modelis

Nagrinėjant aširačio ir bėgio sąveiką daromos prielaidos, kad rato profilis su pažaidomis, o bėgis – su nelygumais.

Rato ir bėgio matematiniam modelyje įvertinami: rato ir bėgio kontakto ilgyje esantys mikronelygumai, lokaliniai slydimai, normalinės ir tangentinės jėgos bei jėgų momentai.

Šiame matematiniam modelyje kontakto ilgis yra dalijamas į smulkias atkarpas, kuriose nustatomos kontakte esančios jėgos pagal Herco kontakto teoriją. Bėgių nelygumams įvertinti naudojamas antros eilės Hermito daugianariai (*Hermite polynomials*).

Norint įvertinti bėgio nelygumus, bėgis suskaidomas į tam tikrą skaičių atkarpų N_R . Šis skaičius gali nesutapti su bėgio baigtinio elemento skaičiumi.

Bėgio vertikalūs nelygumai atkarpoje aprašomi taip:

$$\begin{aligned}\Delta Z(\xi) &= H_{01}^{(2)}(\xi)\Delta Z_i + L_{Re}H_{11}^{(2)}(\xi)\frac{d\Delta Z_i}{dx} + L_{Re}^2H_{21}^{(2)}(\xi)\frac{d^2\Delta Z_i}{dx^2} + \\ &+ H_{02}^{(2)}(\xi)\Delta Z_{i+1} + L_{Re}H_{12}^{(2)}(\xi)\frac{d\Delta Z_{i+1}}{dx} + L_{Re}^2H_{22}^{(2)}(\xi)\frac{d^2\Delta Z_{i+1}}{dx^2},\end{aligned}\tag{2.32}$$

čia L_{Re} – bėgio atkarpos ilgis; ΔZ_i ir ΔZ_{i+1} – vertikalūs bėgio nelygumai i -tajame ir $i+1$ -tajame taškuose; $H_{ik}^{(2)}$ – antros eilės Hermito daugianariai:

$$\begin{aligned}
 H_{01}^{(2)}(\xi) &= 1 - 10\xi^3 + 15\xi^4 - 6\xi^5, \\
 H_{11}^{(2)}(\xi) &= 6L_{\text{Re}}\xi^3 + L_{\text{Re}}\xi + 8L_{\text{Re}}\xi^4 - 3L_{\text{Re}}\xi^5, \\
 H_{21}^{(2)}(\xi) &= L_{\text{Re}}^2\xi^2/2 - 3/2L_{\text{Re}}^2\xi^3 + 3/2L_{\text{Re}}^2\xi^4 - L_{\text{Re}}^2\xi^5/2, \\
 H_{02}^{(2)}(\xi) &= 10\xi^3 + 15\xi^4 + 6\xi^5, \\
 H_{12}^{(2)}(\xi) &= -4L_{\text{Re}}\xi^3 + 7L_{\text{Re}}\xi^4 - 3L_{\text{Re}}\xi^5, \\
 H_{22}^{(2)}(\xi) &= L_{\text{Re}}^2\xi^3/2 - L_{\text{Re}}^2\xi^4 + L_{\text{Re}}^2\xi^5/2,
 \end{aligned} \tag{2.33}$$

čia $\xi = x/L_{\text{Re}}$ – bedimensė koordinatė, $\xi \in [0,1]$.

Bėgio vertikalijų nelygumų išvestinė:

$$\begin{aligned}
 \frac{d\Delta Z(\xi)}{dx} &= \frac{d\Delta Z(\xi)}{L_{\text{Re}} d\xi} = \frac{1}{L_{\text{Re}}} \left(\frac{dH_{01}^{(2)}}{d\xi} \Delta Z_i + L_{\text{Re}} \frac{dH_{11}^{(2)}}{d\xi} \frac{d\Delta Z_i}{dx} + L_{\text{Re}}^2 \frac{dH_{21}^{(2)}}{d\xi} \frac{d^2 \Delta Z_i}{dx^2} + \frac{H_{02}^{(2)}}{d\xi} \Delta Z_{i+1} + \right. \\
 &\quad \left. + L_{\text{Re}} \frac{dH_{12}^{(2)}}{d\xi} \frac{d\Delta Z_{i+1}}{dx} + L_{\text{Re}}^2 \frac{dH_{22}^{(2)}}{d\xi} \frac{d^2 \Delta Z_{i+1}}{dx^2} \right).
 \end{aligned} \tag{2.34}$$

Pasirenkamas skaičiuojamasis išmatuotas 1 kilometro ilgio geležinkelio bėgių ruožas. Gauti rezultatai (nelygumai) įrašomi 0,25 m žingsniu. Šis ruožas suskaidomas į atkarpas. Vieną atkarpą sudaro 5 taškai.

Geležinkelio bėgių vertikalijų nelygumų pirma ir antra išvestinės x koordinatės atžvilgiu:

$$\begin{cases} \Delta Z_R(\xi_R) = \sum_{i=1}^5 N_i(\xi_R) \Delta Z_{R,i}, \\ \frac{d\Delta Z_R}{dx} = \frac{1}{L_{\text{Re}}} \sum_{i=1}^5 \frac{dN_i(\xi_R)}{d\xi_R} \Delta Z_{R,i}, \\ \frac{d^2 \Delta Z_R}{dx^2} = \frac{1}{L_{\text{Re}}^2} \sum_{i=1}^5 \frac{d^2 N_i(\xi_R)}{d\xi_R^2} \Delta Z_{R,i}. \end{cases} \tag{2.35}$$

Apskaičiuojami nelygumai tarpiniuose taškuose $N_i(\xi_R)$, $i=1, \dots, 5$:

$$\begin{aligned} N_1(\xi_R) &= \xi_R(\xi_R - 1) (4\xi_R^2 - 1)/6, \\ N_2(\xi_R) &= -4\xi_R(2\xi_R - 1)(\xi_R^2 - 1)/3, \\ N_3(\xi_R) &= (\xi_R^2 - 1)(4\xi_R^2 - 1), \\ N_4(\xi_R) &= -4\xi_R(2\xi_R + 1)(\xi_R^2 - 1)/3, \\ N_5(\xi_R) &= \xi_R(\xi_R + 1)(4\xi_R^2 - 1)/6, \end{aligned} \quad (2.36)$$

čia $\xi_R = (2(x - x_i)/(x_{i+1} - x_i) - 1)$, $\xi \in [1, 1]$.

Ryšys tarp x koordinatės ir bedimensės koordinatės ξ_R nustatomas:

$$x = x_i + (1 + \xi_R/2)(x_{i+1} - x_i), \quad x \in [x_i, x_{i+1}].$$

Panaudojus bėgių vertikaliųjų nelygumų skirstinių $N_i(\xi_R)$, $i=1, \dots, 5$ funkcijas, pirmoji ir antroji išvestinės x koordinatės atžvilgiu yra apskaičiuojamos:

$$\begin{cases} \Delta Z_R = \sum_{i=1}^5 N_i(\xi_R) \Delta Z_{R,i}, \\ \frac{d\Delta Z_R}{dx} = \frac{1}{L_{Re}} \sum_{i=1}^5 \frac{dN_i(\xi_R)}{d\xi_R} \Delta Z_{R,i}, \\ \frac{d^2\Delta Z_R}{dx^2} = \frac{1}{L_{Re}^2} \sum_{i=1}^5 \frac{d^2N_i(\xi_R)}{d\xi_R^2} \Delta Z_{R,i}. \end{cases} \quad (2.37)$$

Bėgių nelygumai apibūdinami funkcija $\Delta Z_R(x)$.

Vagono rato profilis apibrėžiamas kaip spindulio funkcija $R_W(\theta)$, kuri priklauso nuo kampo θ . Vagono rato spindulys $R_W(\theta)$ aprašomas Furjė eilute:

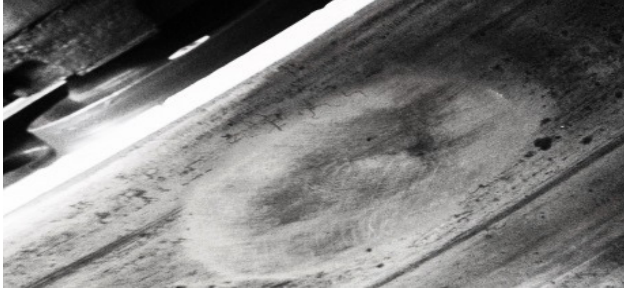
$$R_W(\theta) = \sum_{k=1}^{NH} a_{ck} \cos(k\theta) + a_{sk} \sin(k\theta), \quad (2.38)$$

čia a_{ck} , a_{sk} – Furjė koeficientas; NH – harmonikų skaičius.

Įvairaus tipo uždaviniams spręsti technikoje plačiai taikomos Furjė eilutės. Norint matematiškai aprašyti nagrinėjamo rato su iščiuoža geometriją labiausiai

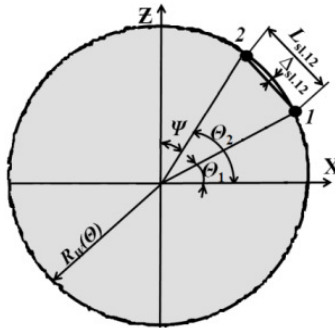
tinka Furjė eilutės. Labai svarbu nustatyti harmonikų skaičių, nes nuo to priklauso rezultatų tikslumas.

Skaičiuojant pasirinkta keturi šimtai viena harmonika. Realus vagono rato iščiuoza ir jo skaičiavimo schema parodyti 2.5 ir 2.6 paveiksle.



2.5 pav. Rato iščiuoza

Fig. 2.5. A wheel flat



2.6 pav. Rato su iščiuoza skaičiuojamoji schema

Fig. 2.6. Calculation scheme for the wheel flat

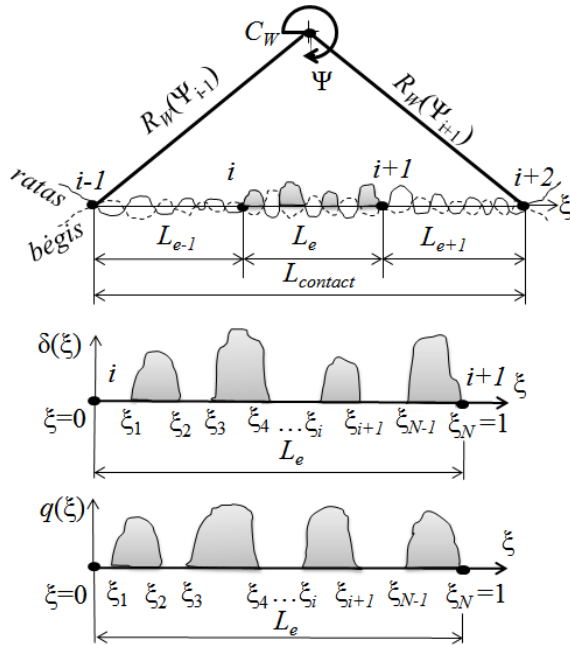
Eksplotacijos metu geležinkelių rato profilis keičiasi. Tai lemia rato ir bėgio sąveika. Stabdant, greitėjant ar riedant ant rato riedėjimo paviršiaus atsiranda pažaidų. Rato iščiuožos paprastai nustatomos vizualiai ir tai priklauso nuo darbuotojo kvalifikacijos. Rato iščiuožos gylis aprašomas:

$$\Delta_F = R_{W0} \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{L_F}{2R_{W0}} \right)^2} \right), \quad (2.39)$$

čia R_{W0} – nominalus rato spindulys; L_F – rato iščiuožos ilgis.

Nustatant geležinkelių rato ir bėgio susikirtimo tašką, būtina žinoti rato ir bėgio X ir Z koordinates.

Skaičiuojamieji rato su bėgiu geometriniai parametrai, skverbtis ir poslinkiai kontakto plote parodyti 2.7 paveiksle.



2.7 pav. Rato ir bėgio geometriniai parametrai kontakto plote

Fig. 2.7. Geometrical parameters of the wheel and the rail in the contact area

Rato ir bėgio kontakte skverbties kitimas, įvertinant rato ir bėgio nelygumus, kontakto taške k veikiančias jėgas ir greitį parodytas 2.8 paveiksle.

Skverbtis kontakto taške k su bedimense koordinate ξ_{ck} yra:

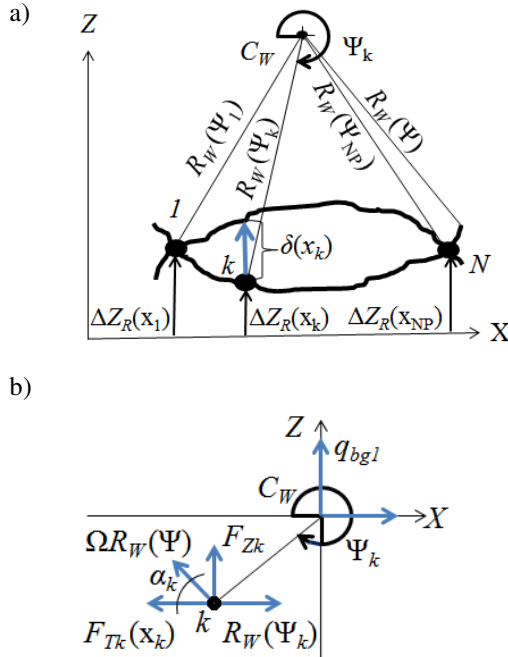
$$\delta_k = [N_w(\xi_k)]\{q_e\} + \Delta Z_R \cos(\varphi_k) - (q_{bg1} - (R_{W0} - R_W(\Psi_k))\sin(\Psi_k)), \quad (2.40)$$

$$\text{jei } 0 \leq \varphi_{nW} \leq \pi, \text{ tai } \begin{cases} 0 \leq \Psi_k \leq \varphi_{nW}, & \text{kai } \theta = 2\pi - \varphi_{nW} + \Psi_k, \\ \pi + \varphi_{nW} < \Psi_k \leq 2\pi, & \text{kai } \theta = \Psi_k - \varphi_{nW}, \end{cases}$$

ir

$$\text{jei } \pi < \varphi_{nW} \leq 2\pi, \text{ tai } \begin{cases} 0 \leq \Psi_k \leq \varphi_{nW}, & \text{kai } \theta = 2\pi - \varphi_{nW} + \Psi_k, \\ \varphi_{nW} \leq \Psi_k \leq 2\pi, & \text{kai } \theta = \Psi_k - \varphi_{nW}, \end{cases}$$

čia $\varphi_{nW} = 2\pi(a - nW)$, kai $a = \Omega t / 2\pi$; nW – sveikasis skaičius, $nW = (\Omega t / 2\pi)$; $x_k = x_c - R_W(\theta) \cos(\Psi_k)$; q_{bg1} – vertikalūs rato poslinkiai; $\{q_e\}$ – baigtinio elemento poslinkių vektorius; Ψ_k – kampas (2.8 pav. a); $\cos(\Psi_k) = \frac{x_c - x_k}{R_W}$.



2.8 pav. Rato su bėgiu kontakto zona: a) skverbties kitimas kontakto plote, b) greičio ir jėgų diagrama, veikianti vagono rato ir bėgio kontakto k taške

Fig. 2.8. The contact area of the wheel and the rail: a) changes in penetration in the contact area, b) chart of speed and forces operating at the point k of the wheel and the rail

Deviacijos kampas yra lygus:

$$tg(\varphi_k) = -\frac{dw_R(x_k)}{dx} = -\frac{1}{L_{Re}} \left[\frac{\partial N_w(\xi_k)}{\partial \xi} \right] \{q_e\}.$$

Skverbties greitis taške k yra:

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_k = & [N_w(\xi_k)]\{\dot{q}_e\} + \frac{V}{L_{Re}} \left[\frac{\partial N_w(\xi_k)}{\partial \xi} \right] \{q_e\} + \frac{V}{L_{Re}} \frac{d\Delta Z}{d\xi} \cos(\varphi_k) - \\ & - Z\dot{\varphi}_k \sin(\varphi_k) - \dot{q}_{bg1} - \frac{\partial R_k(\theta_k)}{\partial \theta} \Omega \sin(\Psi_k), \end{aligned} \quad (2.41)$$

čia $\dot{\varphi}_k = \cos^2(\varphi_k) \left(\frac{1}{L_{Re}} \left[\frac{\partial N_w(\xi_k)}{\partial \xi} \right] \{q_e\} + \frac{V}{L_{Re}^2} \left[\frac{\partial^2 N_w(\xi_k)}{\partial \xi^2} \right] \{q_e\} \right); \quad \Omega - \text{rato}$

kampinis greitis, $\Omega = V/R_{W0}$.

Jėga $F_{kontakt}(x)$ kontaktiniame taške yra nustatoma pagal Herco teoriją:

$$F_{kontakt}(x) = k_{RW}(x) \delta(x)^n D(\dot{\delta}(x)) H(\delta(x)),$$

čia k_{RW} – kontakto standumo koeficientas; e_C – greičio atkūrimo koeficientas; n – laipsnio rodiklis.

Kontakto standumas yra lygus:

$$k_{RW}(x) = \frac{4}{3} E_{ekv} \sqrt{R(x)},$$

čia

$$\frac{1}{E_{ekv}} = \frac{1 - \nu_R^2}{E_R} + \frac{1 - \nu_W^2}{E_W},$$

E_R, E_W – geležinkelių bėgio ir rato tamprumo moduliai; ν_R, ν_W – Puasono koeficientai.

Spindulys yra lygus:

$$R(x) = \frac{R_R(x) R_W}{R_R(x) + R_W},$$

čia R_W – rato spindulys (2.39); R_R – bėgio spindulys.

Bėgio spindulys:

$$R_R(x_k) = \left(1 + \left(\frac{d\Delta Z(x_k)}{dx} \right)^2 + \frac{dw}{dx} \right)^{\frac{3}{2}} \left/ \left(\frac{d^2 \Delta Z(x_k)}{dx^2} \right) + \frac{d^2 w}{dx^2} \right. . \quad (2.42)$$

Bėgių vertikaliųjų nelygumų išvestinės:

$$\frac{d\Delta Z(x_k)}{dx} = \frac{1}{L_{Re}} \sum_{i=0}^2 \sum_{j=1}^2 \left(\frac{dH_{ij}^{(2)}(\xi_k)}{d\xi} \frac{d^i \Delta Z_j}{dx^i} \right),$$

$$\frac{d^2 \Delta Z(x_k)}{dx^2} = \frac{1}{L_{Re}^2} \sum_{i=0}^2 \sum_{j=1}^2 \left(\frac{d^2 H_{ij}^{(2)}(\xi_k)}{d\xi^2} \frac{d^i \Delta Z_j}{dx^i} \right).$$

Kontakto plote apkrovos pasiskirstymas intervale $x \in [x_1 \dots x_{NP}]$ yra lygus:

$$q(x) = \frac{dF_{kontakt}(x)}{dx} = \frac{dF_{kontakt}(x)}{dk_{RW}} \frac{dk_{RW}(x)}{dx} +$$

$$+ \frac{dF_{kontakt}(x)}{dR} \frac{dR(x)}{dx} + \frac{dF_{kontakt}(x)}{d\delta} \frac{d\delta(x)}{dx},$$

$$\frac{dk_{RW}(x)}{dx} = \frac{dk_{RW}}{dR} \left(\frac{dR}{dR_R} \frac{dR_R}{dx} \right),$$

$$\frac{dR}{dR_R} = \frac{R_W^2}{(R_R + R_W)^2},$$

$$\frac{dk_{RW}}{dR} = \frac{2}{3} E_{ekv} \frac{1}{\sqrt{R(x)}}$$

(2.43)

Koordinatų sistemos apkrovos pasiskirstymas yra lygus:

$$q(\xi) = \frac{dF_{kontakt}(\xi)}{L_e d\xi} = \frac{dF_{kontakt}(\xi)}{dk_{RW}} \frac{dk_{RW}(\xi)}{L_e d\xi} +$$

$$+ \frac{dF_{kontakt}(\xi)}{dR} \frac{dR(\xi)}{L_e d\xi} + \frac{dF_{kontakt}(\xi)}{d\delta} \frac{d\delta(\xi)}{L_e d\xi}.$$

(2.44)

Apkrovos vektorius geležinkelio bėgio kontakto ilgyje e -tajame baigtiniame elemente yra lygus:

$$\{F_e\} = \sum_{i=1}^{ne} \int_{\xi_i}^{\xi_{i+1}} [N_w(\xi)]^T q(\xi) L_e d\xi,$$

(2.45)

čia ne – intervalų skaičius kontakto baigtiniame elemente, kai visuose kontakto intervaluose $\xi \in [\xi_i, \xi_{i+1}]$ skverbtis yra teigiamas, $\delta \geq 0$.

Kontakto intervale vertikalios jėgos poveikis ratui:

$$F_{BW} = \sum_e \sum_{i=1}^{ne} \int_{\xi_i}^{\xi_{i+1}} q_e(\xi) L_e d\xi. \quad (2.46)$$

Apkrovos pasiskirstymo koordinatė $x_{kontakt,vid,q} \in [x_1, \dots, x_{NP}]$, veikianti kontakto intervale:

$$x_{kontakt,vi d,q} = \frac{\int_{x_1}^{x_{NP}} x q(x) dx}{\int_{x_1}^{x_{NP}} q(x) dx},$$

čia NP – taškų kontakto intervale skaičius.

Skverbties koordinatė bėgių baigtinio elemento kontakto plote $x_{vid,\delta}$:

$$x_{vid,\delta} = \frac{\int_{x_1}^{x_{NP}} x \delta(x) dx}{\int_{x_1}^{x_{NP}} \delta(x) dx},$$

čia x_1, x_{NP} – bėgio x koordinatės.

Rato ir bėgio kontakte nustatomos bėgių baigtinio elemento apkrovos ir poslinkių vektorius, ratą veikianti jėga:

$$\{F_{R,BW}\}^T = \{\{F_{Re}\}^T, F_{BW}\}, \quad \{q_{R,BW}\}^T = [\{q_{Re}\}^T, q_{bg1}].$$

Vektorius $\{F_{R,BW}\}$ – skleidžiamas Teiloro eilute (*Taylor series*) taško $\{q_{R,BW,k}\}$ aplinkoje:

$$\{F_{R,BW,k+1}\} = \{F_{R,BW,k}\} + [J_{T,R,BW,k}] \{\Delta q_{R,BW,k}\},$$

čia $\{\Delta q_{R,BW,k}\}$ – poslinkių pokyčio vektorius $\{q_{R,BW,k}\}$; $[J_{T,RBC,k}]$ – Jakobio (*Jacobian*) matrica:

$$[J_{T,RBC,k}] = \begin{bmatrix} [J_{T,R,R,k}] & [J_{T,R,BW,k}] \\ [J_{T,BW,R,k}] & [J_{T,BW,BW,k}] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \left[\frac{\partial \{F_R\}}{\partial \{q_{Re}\}} \right] & \left[\frac{\partial \{F_R\}}{\partial q_{bg1}} \right] \\ \left[\frac{\partial \{F_{BW}\}}{\partial \{q_{Re}\}} \right] & \left[\frac{\partial \{F_{BW}\}}{\partial q_{bg1}} \right] \end{bmatrix},$$

Bėgių baigtinio elemento, esančio kontakte su tiesiogiai kontaktuojančia rato mase, netiesinė lygčių sistema:

$$\begin{aligned} & [M_{R,BW}] \{\ddot{q}_{R,BW}\} + [C_{R,BW}] \{\dot{q}_{R,BW}\} + [K_{R,BW}] \{q_{R,BW}\} - \\ & - [J_{T,R,BW,k}] \{\Delta q_{R,BW,k}\} = \{F_{R,BW}(t)\} + \{F_{R,BW,k}\}, \end{aligned} \quad (2.47)$$

čia $\{F_{R,BW}(t)\}$ – jėga, kintanti laiko atžvilgiu; $\{F_{R,BW,k}\}$ – netiesinė jėga k taško atžvilgiu; $[M_{R,BW}]$, $[C_{R,BW}]$, $[K_{R,BW}]$ – masių, standumo, slopinimo matricos, atitinkamai:

$$\begin{aligned} [M_{R,BW}] &= \begin{bmatrix} [M_{Re}] & [0] \\ [0] & [m_{bg1}] \end{bmatrix}, \\ [C_{R,BW}] &= \begin{bmatrix} [C_{Re}] & [0] \\ [0] & [0] \end{bmatrix}, \quad [K_{R,BW}] = \begin{bmatrix} [K_{Re}] & [0] \\ [0] & [0] \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

Žinant rato ir bėgio sąveikos kontakto ilgį, kiekviename taške galima nustatyti išilginį santykinį ratų slydimą:

$$\varepsilon(\xi) = \Delta V(\xi)/V, \quad (2.48)$$

čia

$$\Delta V = V - \Omega R_W (\Psi_k) \cos(\Psi_k) - \dot{u}_k, \quad (2.49)$$

$$\dot{u}_k = \left(\frac{h_k + \Delta Z(\xi_k)}{L_e} \right) \left[\frac{dN_w(\xi_k)}{d\xi} \right] \{\dot{q}_e\} + V \frac{(h_k + \Delta Z(\xi_k))}{L_e^2} \left[\frac{d^2 N_w(\xi_k)}{d\xi^2} \right] \{q_e\}, \quad (2.50)$$

čia h_k – atstumas nuo bėgio geometrinio centro iki bėgio galvutės paviršiaus.

Kontakto intervale trinties jėga yra lygi:

$$F_{TK} = \sum_e \sum_{i=1}^{ne} F_{BW,e,i} \mu(\varepsilon_{e,i}), \quad (2.51)$$

čia $\varepsilon_{e,i}$ yra rato slydimas bėgio baigtinio elemento i -tajame taške, $\varepsilon_{e,i} = \Delta V(\xi_i)/V$; $\mu(\varepsilon_{e,i})$ yra trinties tarp bėgio ir rato koeficientas.

Pasipriešinimo jėga rato ir bėgio kontakte ir sukimo momentas apie rato ašį priklauso nuo trinties ir normalinių jėgų ir yra lygūs:

$$F_{X,tr} = - \sum_e \sum_{i=1}^{ne} F_{BW,e,i} \mu(\varepsilon_{e,i}) \cos(\alpha_{e,i}), \quad (2.52)$$

$$M_Y = \sum_e \sum_{i=1}^{ne} F_{BW,e,i} \mu(\varepsilon_{e,i}) R_W(\Psi_{e,i}) + F_{BW,e,i} R_W(\Psi_{e,i}) \sin(\alpha_{e,i}), \quad (2.53)$$

čia e – bėgio baigtinio elemento numeris; i – rato ir bėgio kontakto i -tasis taškas; $\alpha_{e,i}$ – kampas tarp rato vertikalaus ašies ir spindulio.

2.4. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ judėjimo lygtys ir jų sprendimo metodas

Riedmens netiesinė judėjimo lygčių sistema kontakte yra lygi:

$$\begin{aligned} & [M_{bg}] \{\ddot{q}_{bg}\} + [C_{bg}] \{\dot{q}_{bg}\} + [K_{bg}] \{q_{bg}\} = \\ & = \{F_{BW}(q_{bg}, q_{Re}, \dot{q}_{bg}, \dot{q}_{Re})\} + \{F_{bg}(t)\}, \end{aligned} \quad (2.54)$$

čia $\{F_{BW}(q_{bg}, q_{Re}, \dot{q}_{bg}, \dot{q}_{Re})\}$ $\{F_{bg}(t)\}$ – netiesinės apkrovos ir svorio jėgų vektoriai; $\{q_{bg}\}^T = [q_{bg1}, q_{bg2}, q_{bg3}, q_{bg4}]$, q_{bgi} – riedmens i -tosios masės poslinkis.

Netiesinis apkrovos ir svorio jėgų vektorius:

$$\{F_{BW}(q_{bg}, q_{Re}, \dot{q}_{bg}, \dot{q}_{Re})\} = [F_{kontakt}(q_{bg}, q_{Re}, \dot{q}_{bg}, \dot{q}_{Re}) \quad 0 \quad 0 \quad 0].$$

Riedmens masė:

$$[M_{RB}] = \text{diag}(m_{bg1}, m_{bg2}, m_{bg3}, m_{bg4}), \quad (2.55)$$

Riedmens tampriųjų elementų slopinimo ir standumo matricos:

$$\begin{aligned} [C_{bg}] &= \begin{bmatrix} c_{bg12} & -c_{bg12} & 0 & 0 \\ -c_{bg12} & c_{bg12} + c_{bg23} & -c_{bg23} & 0 \\ 0 & -c_{bg23} & c_{bg23} + c_{bg34} & -c_{bg34} \\ 0 & 0 & -c_{bg34} & c_{bg34} \end{bmatrix}, \\ [K_{bg}] &= \begin{bmatrix} k_{bg12} & -k_{bg12} & 0 & 0 \\ -k_{bg12} & k_{bg12} + k_{bg23} & -k_{bg23} & 0 \\ 0 & -k_{bg23} & k_{bg23} + k_{bg34} & -k_{bg34} \\ 0 & 0 & -k_{bg34} & k_{bg34} \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

Riedmens svorio jėgų vektorius:

$$\{F_{bg}(t)\} = [-m_{bg1}g, -m_{bg2}g, -m_{bg3}g, -m_{bg4}g] . \quad (2.56)$$

Visos skaičiuojamosios sistemos bendra netiesinė judėjimo lygtis:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} + \{F_{NL}(q, \dot{q})\} = \{F(t)\}, \quad (2.57)$$

čia $\{q\}^T = [q_R]^T, [q_B]^T, [q_{bg}]^T$ – poslinkių vektorių suma; $\{q_R\}$ – bėgių poslinkių vektorius; $\{q_S\}$ – grunto poslinkių vektorius; $\{q_{bg}\}$ – riedmens poslinkių vektorius; $\{F_{NL}(q, \dot{q})\}$, $\{F(t)\}$ – netiesinės apkrovos ir išorinių jėgų vektoriai.

Netiesinė bendra lygčių sistema sprendžiama taikant Niumarko (*Newmark* 1959) ir Rapsono (*Raphson*) metodus.

Sujungus šiuos metodus į bendrą skaičiuojamąją schemą, padidinamas uždavinio sprendimo tikslumas.

Ivertinus skaičiavimo ypatumus netiesinės jėgos $\{F_{NL}(q, \dot{q})\}$ skleidžiamos Teiloro eilute taško $\{q_k\}$ aplinkoje:

$$\{F_{NL}(q, \dot{q})\} = \{F_{NL,k}\} + [K_{T,k}]\{\Delta q_k\} + [C_{T,k}]\{\Delta \dot{q}_k\}, \quad (2.58)$$

čia

$$[K_{T,k}] = \left[\frac{\partial \{F_{NL}(q_k, \dot{q}_k)\}}{\partial \{q\}} \right], \quad [C_{T,k}] = \left[\frac{\partial \{F_{NL}(q_k, \dot{q}_k)\}}{\partial \{\dot{q}\}} \right].$$

Tada bendra lygčių sistema (2.55) laiko momentu $t + \Delta t$ yra lygi:

$$\begin{aligned} & [M]\{\ddot{q}_{t+\Delta t}\} + [C]\{\dot{q}_{t+\Delta t}\} + [K]\{q_{t+\Delta t}\} + [C_T]\{\Delta \dot{q}_{t+\Delta t,k}\} + \\ & + [K_T]\{\Delta q_{t+\Delta t,k}\} = -\{F_{NL}(q_{t+\Delta t}, \dot{q}_{t+\Delta t})\} + \{F(t)\}. \end{aligned} \quad (2.59)$$

Pagal Niumarko metodą vektoriniai sistemos poslinkiai yra lygūs:

$$\begin{aligned} \{\dot{q}_{t+\Delta t}\} &= \{\dot{q}_t\} + (1 - \gamma_{Niumark})\Delta t \{\ddot{q}_{t+\Delta t}\} + \gamma_{Niumark}\Delta t \{\ddot{q}_{t+\Delta t}\}, \\ \{q_{t+\Delta t}\} &= \{q_t\} + \Delta t \{\dot{q}_t\} + \left(\frac{1}{2} - \beta_{Niumark} \right) \Delta t^2 \{\ddot{q}_t\} + \beta_{Niumark} \Delta t^2 \{\ddot{q}_{t+\Delta t}\}, \end{aligned} \quad (2.60)$$

čia $\beta_{Niumark}$, $\gamma_{Niumark}$ – Niumarko koeficientai, atitinkamai:

$$\gamma_{Niumark} = \frac{1}{2} \alpha_{Niumark}, \text{ kai } \alpha_{Niumark} > 0, \quad \beta_{Niumark} = \frac{1}{4} \left(\gamma + \frac{1}{2} \right)^2.$$

Atliekant pirmąją iteraciją, poslinkiai, greičiai ir pagreičiai yra lygūs:

$$\begin{cases} \{\ddot{q}_{t+\Delta t,0}\} = 0, \\ \{\dot{q}_{t+\Delta t,0}\} = \{\dot{q}_t\} + (1 - \gamma_{Niumark})\Delta\Delta\{\ddot{q}_t\}, \\ \{q_{t+\Delta t,0}\} = \{q_t\} + \Delta t\{\dot{q}_t\} + \left(\frac{1}{2} - \beta_{Niumark}\right)\Delta t^2\{\ddot{q}_t\}. \end{cases}$$

Atliekant kitas iteracijas, poslinkiai, greičiai ir pagreičiai yra lygūs:

$$\begin{cases} \{\ddot{q}_{t+\Delta t,k+1}\} = \{\ddot{q}_{t+\Delta t,k}\} + \{\Delta\ddot{q}\} = \{\ddot{q}_{t+\Delta t,k}\} + \frac{1}{\beta_{Niumark}\Delta t^2}\{\Delta q\}, \\ \{\dot{q}_{t+\Delta t,k+1}\} = \{\dot{q}_{t+\Delta t,k}\} + \{\Delta\dot{q}\} = \{\dot{q}_{t+\Delta t,k}\} + \frac{\gamma_{Niumark}}{\beta_{Niumark}\Delta t}\{\Delta q\}, \\ \{q_{t+\Delta t,k+1}\} = \{q_{t+\Delta t,k}\} + \{\Delta q\}. \end{cases}$$

Taikant Niumarko metodą kiekvienoje iteracijoje sprendžiama tiesinė algebrinė lygčių sistema.

$$\left(\frac{1}{\beta_{Niumark}\Delta t^2}[M] + \frac{\gamma_{Niumark}}{\beta_{Niumark}\Delta t}([C] + [C_T]) + ([K] + [K_T])\right)\{\Delta q_K\} = \quad (2.61)$$

Taikant Niumarko ir Niutono-Rapsono metodus (*Newton-Raphson methods*) (*Newton, Clark 1999*) bendroji tiesinė algebrinių lygčių sistema kiekvienoje k -je iteracijoje yra lygi:

$$[A_{t+\Delta t,k}]\{\Delta q_k\} = -\{P_{t+\Delta t,k}\} = -\{P\}(\{q_{t+\Delta t,k}\}, \{\dot{q}_{t+\Delta t,k}\}), \quad (2.62)$$

čia

$$\begin{aligned} [A_{t+\Delta t,k}] &= \left(\frac{1}{\beta_{Niumark}\Delta t^2}[M] + \frac{\gamma_{Niumark}}{\beta_{Niumark}\Delta t}([C] + [C_{T,k}]) + ([K] + [K_{T,k}])\right), \\ \{P_{t+\Delta t,k}\} &= [M]\{\ddot{q}_{t+\Delta t,k}\} + [C]\{\dot{q}_{t+\Delta t,k}\} + [K]\{q_{t+\Delta t,k}\} + \{F_{NL,k}\} - \{F(t+\Delta t)\}, \end{aligned}$$

čia Δt – integravimo žingsnis; t – laikas.

Pradiniu laiko momentu $t=0$, poslinkių vektorius $\{q_{t+\Delta t,k}\}$ yra nustatomas iš lygčių sistemos:

$$([K] + [K_{T,k}])\{\Delta q_{t+\Delta t,k}\} = -\{P(q_{t+\Delta t,k})\},$$

$$\{q_{t+\Delta t, k+1}\} = \{q_{t+\Delta t, k}\} + \{\Delta q_{t+\Delta t, k}\}. \quad (2.63)$$

Taikant Niumarko ir Niutono-Rapsono metodus kiekviename integravimo laiko žingsnyje pakanka kelių iteracijų, norint pasiekti reikiamą sprendimo tikslumą.

Sudarant matematinę sistemos „Riedmuo-Kelias“ rato su bėgiu sąveikos modelį įvertinti galimi trumpalaikiai kontakto praradimai tarp rato ir bėgio bei rato iščiūžos ir bėgio nelygumų geometriniai parametrai. Matematinis sistemos „Riedmuo-Kelias“ rato su pažaida ir bėgio su nelygumais modelis kiekvienu laiko momentu leidžia nustatyti standumą tarp rato ir bėgio, slydimo greičius, išilginius tampriuosius slydimus, normalines ir trinties jėgas, trinties jėgų sukimo momentus, veikiančius ratą, ir vidutines šių charakteristikų reikšmes kiekviename kontakto taške.

2.5. Antrojo skyriaus išvados

1. Sukurtas sistemos „Riedmuo-Kelias“ kelio dinamikos matematinis modelis. Tam, kad įvertinti bėgio geometrinius netikslumus ir nelygumus, bėgis suskaidytas į tam tikrą baigtinių elementų skaičių. Matematinis modelis leidžia nustatyti bėgių dinaminių charakteristikų pokyčius, įvertinti kelio elementų tarpusavio sąveiką, galimus tarpelius tarp jų bei sistemos „Riedmuo-Kelias“ fizines ir mechanines savybes.
2. Sukurtas sistemos „Riedmuo-Kelias“ rato su iščiūža ir bėgio su nelygumais sąveikos matematinis modelis, pagrįstas kontakto zonos padalijimu, įvertinus rato pažaidas, bėgio nelygumus bei skverbti. Matematinis modelis tarp dviejų kontaktuojančių paviršiaus taškų kiekvienu laiko momentu leidžia nustatyti tampraus slydimo greičius, išilginius santykinius slydimus, normalines ir trinties jėgas, trinties jėgų sukimo momentus veikiančius aširatį ir vidutines šių charakteristikų reikšmes.
3. Sujungus Niutono-Rapsono ir Niumarko metodus į bendrą skaičiuojamąją schemą, padidintas sistemos „Riedmuo-Kelias“ judėjimo lygčių matematinio modelio sprendimo tikslumas.

Vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodika

Sukurta supaprastinta vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodika, leidžianti greitai, be matematinio modeliavimo nustatyti rato su bėgiu kontakto zonoje veikiančią maksimalią jėgą.

Šio skyriaus tematika buvo paskelbtas vienas straipsnis: Zygiene *et al.* 2014.

3.1. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ dėl rato ir bėgio sąveikos judėjimo lygčių sistema

Sistemos „Riedmuo-Kelias“ judėjimo lygtis yra lygi:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F(t)\} + \{F_{NL}(q, \dot{q})\}, \quad (3.1)$$

čia $[M]$, $[C]$, $[K]$ – sistemos masių, slopinimo, standumo matricos; $\{q\}$, $\{\dot{q}\}$, $\{\ddot{q}\}$ – sistemos poslinkių, greičių ir pagreičių vektoriai:

$$\{q\}^T = [\{q_R\}^T, \{q_S\}^T, \{q_{BG}\}^T], \quad (3.2)$$

čia $\{F(t)\}$ – išorinių jėgų vektorius; $\{F_{NL}(q, \dot{q})\}$ – rato ir bėgio kontaktinių jėgų vektorius; $\{q_R\}$, $\{q_S\}$, $\{q_{bq}\}$ – bėgių, grunto ir riedmens poslinkių vektorius, atitinkamai:

$$\begin{aligned} \{q_R\}^T &= [q_{R1} \quad q_{R2} \quad \dots \quad q_{RM}], \\ \{q_S\}^T &= [q_{S1} \quad q_{S2} \quad \dots \quad q_{SN2}], \quad \{q_{BG}\}^T = [q_{bq1} \quad q_{bq2} \quad q_{bq3} \quad q_{bq4}]. \end{aligned}$$

Rato ir bėgio kontakto jėga randama pagal Herco kontakto teoriją:

$$F_{NL, kontakt} = k_C |\delta_C|^n H(\delta_C) D_C(\dot{\delta}_C), \quad (3.3)$$

čia δ_C – skverbtis,

$$\delta_C = q_R(\xi_C) - q_{bq1}, \quad (3.4)$$

$q_R(\xi_C)$ – bėgio poslinkiai taške ξ_C :

$$w(\xi_C) = [N_w(\xi_C)] \{q_e\}, \quad q_R(\xi_C) = w(\xi_C), \quad (3.5)$$

čia $[N_w(\xi_C)]$ – formos funkcijų matrica; $\{q_e\}$ – baigtinio elemento poslinkiai; $H(\delta_C)$ – Hevisaido funkcija,

$$D_C(\dot{\delta}_C) = 1 + \frac{3}{4} (1 - e_C^2) \frac{\dot{\delta}_C}{\dot{\delta}_{\max}}, \quad (3.6)$$

čia e_C – greičio atkūrimo koeficientas; $\dot{\delta}_{\max}$ – maksimalus skverbties greitis.

Kuriant rato su iščiuoža ir bėgio kontakto zonoje veikiančių maksimalių apkrovų nustatymo metodiką panaudotas sukurtas sistemos „Riedmuo-Kelias“ grafinis modelis (2.1 poskyris, 2.1 pav.).

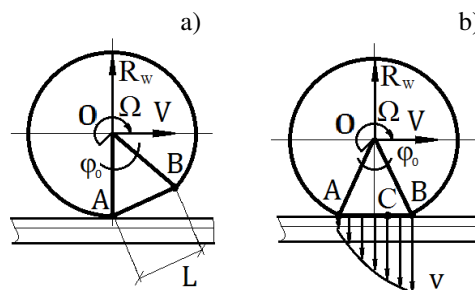
3.2. Riedmenų rato su iščiuoža ir bėgio sąveikos matematinis modelis

Riedmenims judant tam tikru greičiu, kontakte, tarp rato ir bėgio, veikia jėga $\{F(t)\}$, kurią galima suskaidyti į kontaktinę $\{F_{stat}(t)\}$ ir smūgio $\{F_{dinam}(t)\}$ jėgas:

$$\{F(t)\} = \{F_{stat}\} + \{F_{dinam}(t)\}. \quad (3.7)$$

Riedmenims su rato iščiuoža judant tam tikru greičiu, dėl kontakte atsirandančios smūgio jėgos $F_{dinam}(t)$ galimas rato ir bėgio kontakto trumpalaikis praradimas. Tuo atveju kontakte veikianti jėga lygi nuliui, $F(t) = 0$.

Rato ir bėgio kontaktas nagrinėjamas kaip dviejų plokščių kūnų sąveika. Rato su iščiuoža schema ir kontaktuojančių kūnų greičių pasiskirstymas kontakte parodytas 3.1 paveiksle.



3.1 pav. Rato su iščiuoža ir bėgio kontaktas: a) iščiuožos padėties schema;
b) kontaktuojančių kūnų greičių pasiskirstymas kontakte

Fig. 3.1. Contact between the wheel flat and the rail: a) scheme for the flat place; b) velocity distribution of the interacting bodies in the contact area

Nustatant smūgio jėgą rato ir bėgio sąveikos metu priimtos šios prielaidos ir įvertinta:

1. Sąveikaujančių kūnų greičių kryptis statmena kontakto paviršiams.
2. Kontakte veikiančios jėgos pasiskirstymas priklauso nuo greičių sklaidos kontakto zonoje.
3. Kontakto zona pagal greičių pasiskirtymą suskirstoma į dvi dalis.
4. Kiekvienoje kontakto zonoje jėgų pasiskirstymas yra skirtingas.
5. Mechaniniai galingumai kiekvienoje kontakto zonoje tarpusavyje yra proporcingi (parametras λ).
6. Kontakte maksimali dinaminė jėga veikia greičių pasiskirstymo geometriniam centre.
7. Kampas (deviacijos kampas Ψ) tarp bėgio įlinkio ir horizontalios ašies.
8. Sąveikos laikas proporcingas iščiuožos ilgiui L_F .

Smūgio jėgos dydis priklauso nuo kontaktuojančių kūnų masės, nuo iščiūžos ilgio, rato geometrinių parametrų (2.3 poskyris, formulės 2.38 – 2.39), bėgio masės ilgio vieneto ir atstumo tarp pabėgių.

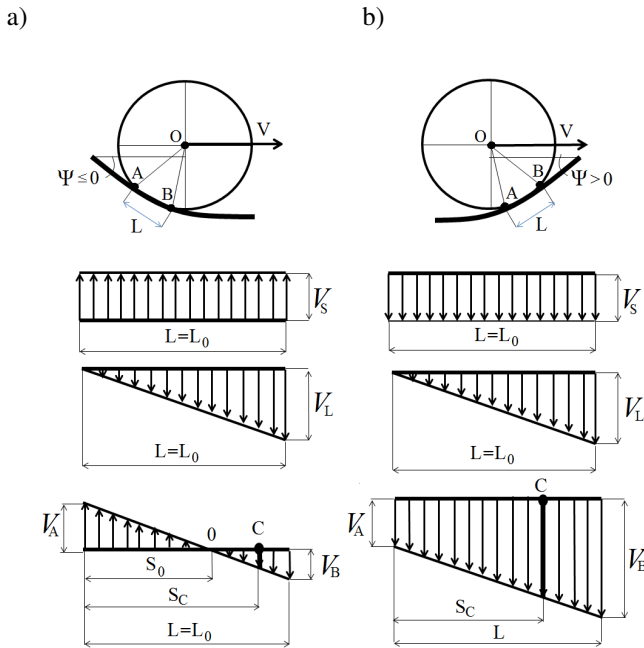
Kai vagonas juda greičiu V , ratas sukasi kampiniu greičiu:

$$\Omega = \frac{V}{R_W}. \quad (3.8)$$

Rato iščiūžos kampas φ_0 yra lygus (3.1 pav.):

$$\sin \frac{\varphi_0}{2} = \frac{L_F}{2R_W}. \quad (3.9)$$

Greičių pasiskirstymas kontakte tarp rato ir bėgio, kai kampas $\Psi \leq 0$ ir kai kampas $\Psi > 0$, parodytas 3.2 paveiksle.



3.2 pav. Greičių pasiskirstymas kontakte tarp rato ir bėgio:

a) kai $\Psi \leq 0$, b) kai $\Psi > 0$

Fig. 3.2. The distribution of velocity in contact between the wheel and the rail:

a) when $\Psi \leq 0$, b) when $\Psi > 0$

Greičių pasiskirstymas kontakto zonoje yra lygus:

$$v(s) = (1-s)V_A + sV_B, \quad (3.10)$$

čia s – bedimensė koordinatė:

$$s = \frac{(X - X_A)}{L};$$

V_A, V_B – greičiai kontakto zonos galuose (3.2 pav.):

$$V_A = -V \sin(\Psi) - \dot{q}_{bg1} \cos(\Psi) + \dot{q}_{RA}, \quad (3.11)$$

$$V_B = -V \sin(\Psi) - \dot{q}_{bg1} \cos(\Psi) + \dot{q}_{RB} + \Omega L,$$

čia $\dot{q}_{bg1}$ – rato kontaktuojančios masės greitis; $\dot{q}_{RA}, \dot{q}_{RB}$ – bėgio greitis taškuose x_A, x_B .

Nustatoma taško, kuriame greitis lygus nuliui, koordinatė s_0 :

$$s_0 = \frac{-V_A}{V_B - V_A}. \quad (3.12)$$

Smūgio metu dinaminė jėga veikia intervale $X \in [X_0, X_B]$, kuriame greičiai yra teigiami (teigiamo greičio kryptis yra statmena bėgio paviršiui). Tada kontakto zonos ilgis yra lygus:

$$L_0 = X_B - X_0 = L(1 - s_0).$$

Kontakto zonoje įvedame bedimensę koordinatę ξ :

$$\xi = \frac{(X - X_0)}{L_0}. \quad (3.13)$$

Kontakto ilgis L_0 suskaidomas į dvi zonas. Pirmoje zonoje koordinatė ξ kinta intervale $\xi \in [0, \xi_C]$, o antroje zonoje – $\xi \in [\xi_C, 1]$. Kontakto ilgyje L_0 greičio pasiskirstymas yra lygus:

$$v(\xi) = (1 - \xi)V_A + \xi V_B, \quad (3.14)$$

čia V_A, V_B – greičiai kontakto ilgio galuose (3.2 pav.):

$$\begin{aligned} V_A &= -V \sin(\Psi) - \dot{q}_{bg1} \cos(\Psi) + \dot{q}_{R0}(\xi_0), \\ V_B &= -V \sin(\Psi) - \dot{q}_{bg1} \cos(\Psi) + \dot{q}_{RB}(\xi_B) + \Omega L, \end{aligned} \quad (3.15)$$

baigtiniame elemente e kampas Ψ yra lygus:

$$\operatorname{tg}(\Psi) = \frac{\partial w(\xi)}{L_e \partial(\xi)}, \quad (3.16)$$

čia L_e yra baigtinio elemento ilgis.

Greičio pasiskirstymo geometrinio centro koordinatė ξ_C lygi:

$$\xi_C = \frac{\int_0^1 \xi v(\xi) d\xi}{\int_0^1 v(\xi) d\xi}. \quad (3.17)$$

Rato ir bėgio sąveikos metu kontaktuojančios masės, judančios statmenai bėgio paviršiumi, judėjimo lygtis pagal Niutono dėsnį yra lygi (Bogdevičius 2008):

$$m_{kontakt} \frac{dv}{dt} = F_{dinam}, \quad (3.18)$$

čia $m_{kontakt}$ – kontaktuojančių kūnų masė,

$$m_{kontakt} = L \rho_W B_W R_W + L_R m_R, \quad (3.19)$$

čia ρ_W , B_W – rato tankis ir plotis; L_R – bėgio atkarpa esanti kontakte; m_R – vieno metro bėgio masė; F_{dinam} – kontakte veikianči smūgio jėga.

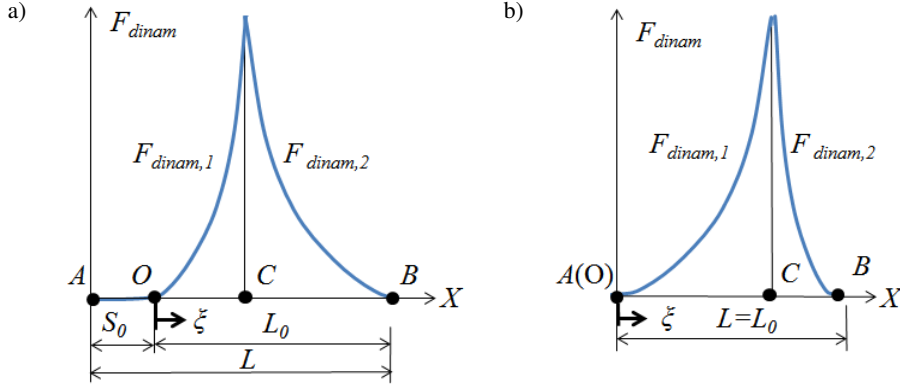
Smūgio jėgos pasiskirstymas rato su iščiuožia ir bėgio kontakto zonose esant skirtingiems deviacijos kampams parodytas 3.3 paveiksle. Priimama, kad smūgio metu pirmoje zonoje veikianči smūgio jėga kinta pagal dėsnį (3.3 pav. a):

$$F_{dinam,1}(X) = a_1 (X - X_0)^{n_1} = a_1 (L_0 \xi)^{n_1} = F_{dinam,1}(\xi), \quad (3.20)$$

o jėga, veikianči antroje zonoje (3.3 pav. b), lygi:

$$F_{dinam,2}(X) = a_2 (X_B - X)^{n_2} = a_2 L_0^{n_2} (1 - \xi)^{n_2} = F_{dinam,2}(\xi), \quad (3.21)$$

čia a_1, n_1 ir a_2, n_2 yra KAM metodikos parametrai; L_0 yra ilgis kontakto plote.



3.3 pav. Smūgio jėgos pasiskirstymas rato su iščiūža ir bėgio kontakto zonose: a) kai $\Psi \leq 0$, b) kai $\Psi > 0$

Fig. 3.3. The distribution of impact force in the contact zones between the wheel flat and the rail: a) when $\Psi \leq 0$, b) when $\Psi > 0$

Pritaikius (3.18) lygtį pirmajai kontakto zonai ir, suintegravus abi lygties puses, gaunama lygtis:

$$m_{kontakt} \Delta v_{CO} = \frac{L_0^{1+n_1}}{V} \int_0^{\xi_C} a_1 \xi^{n_1} d\xi$$

arba

$$m_{kontakt} \Delta v_{CO} = \frac{L_0^{1+n_1}}{V(1+n_1)} a_1 \xi_C^{1+n_1}, \quad (3.22)$$

čia $\Delta v_{CO} = (v_C - v_0)$; $v_C = v(\xi_C)$.

Iš gautos (3.22) lygties nustatomas a_1 koeficientas:

$$a_1 = \frac{m_{kontakt} \Delta v_{CO} V (1+n_1)}{L_0^{1+n_1} \xi_C^{1+n_1}}. \quad (3.23)$$

Kontakto taške ξ_C jėgos, veikiančios pirmoje ir antroje zonose, yra lygios:

$$F_{dinam,1}(\xi_C) = F_{dinam,2}(\xi_C). \quad (3.24)$$

Iš (3.24) išraiškos nustatomas a_2 koeficientas:

$$a_2 = a_1 \frac{L_0^{n_1} \xi_C^{n_1}}{L_0^{n_2} (1 - \xi_C)^{n_2}}. \quad (3.25)$$

Priimama prielaida, kad kontakto zonose veikiančių jėgų vidutiniai galin-gumai yra lygūs:

$$(1 - \lambda)P_1 = \lambda P_2, \quad (3.26)$$

čia λ – proporcingumo parametras:

$$\lambda = \frac{P_1}{P_1 + P_2}; \quad (3.27)$$

P_1, P_2 – vidutiniai jėgų galin-gumai pirmoje ir antroje kontakto zonose:

$$P_1 = \frac{1}{\xi_C} \int_0^{\xi_C} F_{dinam,1}(\xi) v(\xi) d\xi = \frac{a_1 L_0^{n_1}}{\xi_C (2 + n_1)} \left[v_0 \frac{\xi_C^{1+n_1}}{1 + n_1} + \Delta v_{CO} \frac{\xi_C^{2+n_1}}{2 + n_1} \right], \quad (3.28)$$

$$P_2 = \frac{1}{1 - \xi_C} \int_{\xi_C}^1 F_{dinam,2}(\xi) v(\xi) d\xi =$$

$$= \frac{a_2 L_0^{n_2}}{1 - \xi_C} [v_0 I_{21}(n_2, \xi_C) + \Delta v_{CO} I_{22}(n_2, \xi_C)], \quad (3.29)$$

čia

$$I_{21}(n_2) = \int_{\xi_C}^1 (1 - \xi)^{n_2} d\xi, \quad I_{22}(n_2) = \int_{\xi_C}^1 (1 - \xi)^{n_2} \xi d\xi.$$

Panaudojus išraiškas (3.23, 3.25, 3.26), gaunama antrojo laipsnio algebrinė lygtis:

$$c_2 n_1^2 + c_1 n_1 + c_0 = 0, \quad (3.30)$$

čia

$$c_2 = \frac{\lambda}{1 - \lambda} \frac{L_0^{n_2}}{(1 - \xi_C)^{1+n_2}} [v_0 I_{21}(n_2, \xi_C) + \Delta v_{CO} I_{22}(n_2, \xi_C)],$$

$$c_1 = 3c_2 - (v_0 + \Delta v_{CO} \xi_C),$$

$$c_0 = 2c_2 - (2v_0 + \Delta v_{CO} \xi_C) .$$

Algebrinės lygties (3.30) tinkamas sprendinys yra lygus:

$$n_1 = \frac{1}{2c_2} \left[-c_1 + \sqrt{c_1^2 - 4c_2c_0} \right] . \quad (3.31)$$

Sujungus rato ir bėgio kontakto zonose veikiančias jėgas $F_{dinam,1}$ ir $F_{dinam,2}$, galima užrašyti jėgos pasiskirstymą kontakto zonoje:

$$F_{dinam}(\xi) = a_1 (L_0 \xi)^{n_1} [H(\xi) - H(\xi_C)] + \\ + a_2 L_0^{n_2} (1 - \xi)^{n_2} [H(\xi - \xi_C) - H(\xi - 1)] , \quad (3.32)$$

čia $H(\xi)$ yra Hevisaido funkcija.

Kontakte veikiančios jėgos kitimas užrašomas kaip laiko funkcija:

$$F_{dinam}(t) = a_1 L_0^{n_1} \left(\frac{t}{T_{max}} \right)^{n_1} [H(t) - H(t_C)] + \\ + a_2 L_0^{n_2} \left(1 - \frac{t}{T_{max}} \right)^{n_2} [H(t - t_C) - H(t - T_{max})] , \quad (3.33)$$

čia T_{max} – maksimali kontakto trukmė; $T_{max} = \frac{\varphi_0 R}{2V}$; $t_C = \xi_C T_{max}$; t – laikas.

Esant iščiuožos gyliui mažesniai nei maksimalus geometrinis, maksimali jėga yra lygi:

$$F_{dinam \Delta} = F_{dinam} \left(\frac{\Delta_F}{\Delta_{F_{dinam}}} \right) . \quad (3.34)$$

Laipsnio rodiklis n_2 nustatomas iš eksperimentinių duomenų. Laipsnio rodiklis n_2 priklauso nuo judėjimo greičio V ir yra lygus:

$$n_2 = \sum_{i=0}^6 a_{n2,i} V^i , \quad (3.35)$$

šioje išraiškoje judėjimo greitis kinta $V \in [0, ..., 150]$ km/h . Koeficientų $a_{n2,i}$ reikšmės pateiktos 3.1 lentelėje.

3.1 lentelė. Koeficiento $a_{n2,i}$ reikšmės

Table 3.1. Values of coefficient $a_{n2,i}$

i	0	1	2	3	4	5	6
$a_{n2,i}$	32,17596	7,582209	1,013753	0,064967	0,002097	0,000033	$2,06 \cdot 10^{-7}$

Maksimalaus slėgio pasiskirstymas geležinkelių riedmens rato ir bėgio kontakte, pagal Hercą:

$$p_{\max} = \sqrt[3]{\frac{2E_{ekv}^2 F_N}{\pi^3 R_{ekv}^2}}, \quad (3.36)$$

čia F_N – ratą veikianti normalinė jėga; E_{ekv} , R_{ekv} – rato ir bėgio ekvivalentiniai, atitinkamai tamprumo modulis ir spindulys.

Rato ir bėgio ekvivalentinis tamprumo modulis:

$$E_{ekv} = \left(\frac{(1 - \nu_R^2)}{E_R} + \frac{(1 - \nu_W^2)}{E_W} \right)^{-1}, \quad (3.37)$$

čia E_R, E_W – rato ir bėgio tamprumo (Jungo) moduliai; ν_R, ν_W – rato ir bėgio Puasono koeficientai.

Rato ir bėgio ekvivalentinis spindulys:

$$R_{ekv} = \left(\frac{1}{R_R} + \frac{1}{R_W} \right)^{-1}. \quad (3.38)$$

Bendroji sistemos „Riedmuo-Kelias“ lygtis (3.1) užrašoma kaip sistemos pirmosios eilės diferencialinė lygtis:

$$\{\dot{Y}\} = \{S(Y, t)\}, \quad (3.39)$$

čia

$$\{Y\}^T = [\{q\}^T, \{\dot{q}\}^T]^T,$$

$$\{S(Y, t)\} = \left\{ \begin{matrix} \{0\} \\ [M]^{-1} (\{F(t)\} + \{F_{NL}(q, \dot{q})\}) \end{matrix} \right\} = \{S(t)\} + \{S_{NL}(Y)\}.$$

Bendra sistemos lygtis (2.95) yra linearizuota taško $\{Y_k\}$ aplinkoje, o netiesinis vektorius $\{S_{NL}(Y)\}$ linearizuotas naudojant Teiloro eilutes. Tada lygčių sistemą (2.95) užrašoma:

$$\{\dot{Y}\} = \{S(t)\} + \{S_{NL}(Y_k)\} + [J_k]\{\Delta Y_k\}, \quad (3.40)$$

čia $[J_k]$ – netiesinio vektoriaus $\{S_{NL}(Y)\}$ Jakobio matrica,

$$[J_k] = \left[\frac{\partial S_{NL}(Y_k)}{\partial \{Y\}} \right].$$

Taikant Giro metodą (Gear method), pirma vektoriaus $\{Y\}$ laiko išvestinė (Gear 1971) $t + \Delta t$ laike:

$$\begin{aligned} \{\dot{Y}_{t+\Delta t}\} &= \frac{a_{Gn}\{Y_{t+\Delta t}\} + a_{Gn-1}\{Y_t\} + a_{Gn-2}\{Y_{t-\Delta t}\} + \dots}{\gamma \Delta t} = \\ &= \frac{a_{Gn}\{Y_{t+\Delta t}\} + \{b_G\}}{\gamma \Delta t}, \end{aligned} \quad (3.41)$$

čia $\{b_G\} = a_{Gn-1}\{Y_t\} + a_{Gn-2}\{Y_{t-\Delta t}\} + \dots$; a_{Gi} , γ – Giro metodo koeficientai.

Vektorius $\{Y_{t+\Delta t}\}$ gali būti užrašytas kaip vektorių suma $\{Y_{t+\Delta t,k}\}$, o jo pokytis $\{\Delta Y_k\}$ k -je iteracijoje:

$$\{Y_{t+\Delta t,k+1}\} = \{Y_{t+\Delta t,k}\} + \{\Delta Y_k\}. \quad (3.42)$$

Tada tiesinė lygčių sistema k -je iteracijoje yra lygi:

$$[R_{t+\Delta t,K}]\{\Delta Y_k\} = \{B_{t+\Delta t,k}\}, \quad (3.43)$$

čia

$$\begin{aligned} [R_{t+\Delta t,K}] &= [a_{Gn}[I] - \Delta t \gamma [J_k]]; \\ \{B_{t+\Delta t,k}\} &= -\{b_G\} + \gamma \Delta t (\{S(t)\} + \{S_{NL}(Y_k)\}); \end{aligned} \quad (3.44)$$

čia $[I]$ vienetinė matrica.

Vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodikos naujumas tas, kad rato ir bėgio kontakto ilgis, pagal greičių pasiskirstymą, padalintas į dvi zonas ir kiekvienoje zonoje nustatytas smūgio jėgos pasiskirstymas ir gautos kontaktinės smūgio jėgos matematinės priklausomybės (3.32) ir (3.33) nuo judėjimo greičio,

iščiūožos matmenų, kontaktuojančių kūnų masių ir jų greičių, bėgio įlinkių bei rato geometrinių parametrų.

3.3. Trečiojo skyriaus išvados

1. Sukurta supaprastinta vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodika leidžia tirti rato su iščiūoža ir bėgio kontakte veikiančią smūgio jėgą, įvertinus vagono judėjimo greitį, aširačio rato ir bėgio geometrinius parametrus bei jų fizines ir mechanines savybes.
2. Taikant supaprastintą kontaktinės jėgos nustatymo metodiką, galima nagrinėti rato ir bėgio nusidėvėjimo problemas, nustatyti rato su iščiūoža ir bėgio kontakto vietoje veikiančių jėgų dydžius bei rato iščiūožos (ištrupėjimo) veikimo vietas rato riedėjimo paviršiuje.
3. Sujungus rato ir bėgio kontakto zonose veikiančias smūgio jėgas bei panaudojus išvestas kontaktinės smūgio jėgos priklausomybes galima nustatyti jėgos dydžio kitimą laike.
4. Kai rato iščiūoža kontaktuoja su bėgiu, kontakto taške reikia pridėti smūgio jėgą. Kai smūgio metu kontaktas tarp rato ir bėgio prarandamas, rato su bėgiu sistema turi būti modeliuojama, kaip dvi atskiros nepriklausomos dinaminės sistemos.

Matematinio modeliavimo tyrimo rezultatai ir vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodikos praktinis pritaikymas

Skyriuje pateiktas sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematinio modeliavimo ir kontaktinių apkrovų nustatymo metodikos pritaikymas. Sukurtos vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodikos tikslumui nustatyti gauti rezultatai palyginti su kitų autorių kontaktinių jėgų nustatymo metodais ir ATLAS-LG posistemo gautais rezultatais.

Skyriaus tematika paskelbti du straipsniai: Žygienė *et al.* 2012, Bogdevičius *et al.* 2014.

4.1. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ pradiniai skaičiavimo duomenys

Statistiniais metodais nustatytas dažniausiai pasitaikantis riedmenų rato iščiūožos ilgis.

Apskaičiuojama imties mediana:

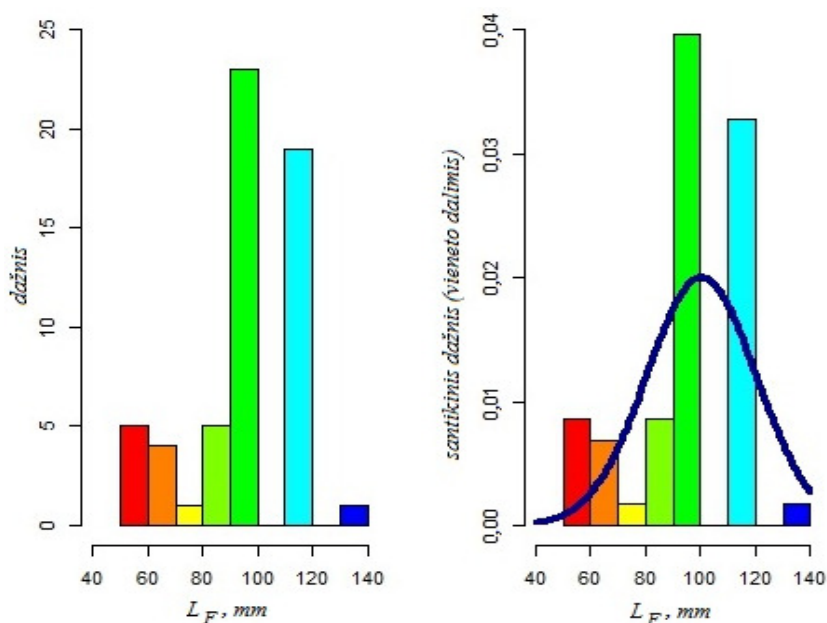
$$m_d = \begin{cases} L_F((n+1)/2), & \text{kai } n \text{ nelyginis,} \\ \frac{L_F(n/2) + L_F(n/2+1)}{2}, & \text{kai } n \text{ lyginis.} \end{cases} \quad (4.1)$$

Kadangi $n_{L_F} = 58$ – lyginis skaičius, tai imties mediana m_d :

$$m_{dL_F} = \frac{L_F(n/2) + L_F(n/2+1)}{2} = 100 \text{ mm.}$$

Iščiuožų ilgių (mm) reikšmių dažniai suskaidomi į 9 intervalus: [50 – 60) – 5, [60 – 70) – 4, [70 – 80) – 1, [80 – 90) – 5, [90 – 100) – 23, [100 – 110) – 0, [110 – 120) – 19, [120 – 130) – 0, [130 – 140) – 1.

Dažnių ir santykinų dažnių (vieneto dalimis) pasiskirstymas pagal iščiuožų ilgių reikšmes pateiktas 4.2 paveiksle.



4.2 pav. Dažnių pasiskirstymas pagal iščiuožų ilgių reikšmes:

a) dažnis; b) santykinis dažnis

Fig. 4.2. Frequency distribution according to the values of flat length:

a) frequency; b) relative frequency

Imties moda m_o – dažniausiai aibėje pasikartojanti reikšmė:
 $m_{oL_F} = 100 \text{ mm}$.

Nustatomi kvartiliai $q_{1L_F}, q_{2L_F}, q_{3L_F}, q_{4L_F}, q_{5L_F}$. Variacinė eilutė dalijama į keturias maždaug lygias dalis. q_{3L_F} sutampa su mediana ir dalija imtį į dvi dalis. Tada q_{1L_F}, q_{2L_F} yra apatinių dviejų dalių medianos, o q_{4L_F}, q_{5L_F} yra viršutinių dviejų dalių medianos.

$$q_{1L_F} = 50 \text{ mm}, q_{2L_F} = 91,2 \text{ mm},$$

$$q_{3L_F} = m_{oL_F} = 100 \text{ mm},$$

$$q_{4L_F} = 120 \text{ mm}, q_{5L_F} = 140 \text{ mm}.$$

Nustatomos variacinės eilutės maksimalios ir minimalios reikšmės:

$$L_{F \max} = 140 \text{ mm}, L_{F \min} = 50 \text{ mm}.$$

Nustatomos sklaidos charakteristikos: duomenų aibės plotis, kvartilių skirtumas, dispersija, standartinis nuokrypis, variacijos koeficientas.

Duomenų aibės plotis:

$$w_{L_F} = L_{F \max} - L_{F \min}, \quad (4.2)$$

$$w_{L_F} = 140 - 50 = 90 \text{ mm}.$$

Imties dispersija:

$$s_{L_F}^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (L_{Fi} - \bar{L}_F)^2, \quad (4.3)$$

$$s_{L_F}^2 = 396,86 \text{ mm}^2.$$

Imties standartinis nuokrypis:

$$s_{oL_F} = \sqrt{s_{L_F}^2}, \quad (4.4)$$

$$s_{oL_F} = \sqrt{390 \text{ mm}^2} = 19,92 \text{ mm}.$$

Variacijos koeficientas:

$$cv_{L_F} = \frac{s_{oL_F}}{\bar{L}_F} \cdot 100 \% , \quad (4.5)$$

$$cv_{L_F} = 19,87 \% .$$

Dažnių skirstinio formos charakteristikos: asimetrijos ir eksceso koeficientai. Norint apskaičiuoti imties asimetrijos ir eksceso koeficientus, pirmiausia reikia rasti trečiąjį ir ketvirtąjį centrinius momentus m_{3L_F} ir m_{4L_F} :

$$m_{3L_F} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (L_{Fi} - \bar{L}_F)^3 = -5\,235 \text{ mm}^3 ,$$

$$m_{4L_F} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (L_{Fi} - \bar{L}_F)^4 = 445\,615 \text{ mm}^4 .$$

Tada imties asimetrijos koeficientas:

$$g_{1L_F} = \frac{m_{3L_F}}{s_{oL_F}^3} = -0,66 , \quad (4.6)$$

o eksceso koeficientas:

$$g_{2L_F} = \frac{m_{4L_F}}{s_{oL_F}^4} - 3 , \quad (4.7)$$

$$g_{2L_F} = 2,83 .$$

Histogramos asimetrija neigiama (kairioji), kai $g_{1L_F} < 0$. Teigiamas ekceso koeficientas parodo, kad duomenų sklaida apie vidurkį yra mažesnė nei normaliosios kreivės.

Iškelta hipotezė, kad dažniausiai pasitaikanti iščiūoža yra 100 mm ilgio. Hipotezei patvirtinti reikia imties asimetrijos ir eksceso koeficientų reikšmės palyginti su Skevneso ir Kurtosis (*Skewness and Kurtosis*) koeficientais (Sivilevičius *et al.* 2013).

Skevneso koeficientas:

$$s_{sk,L_F} = \sqrt{\frac{6n(n-1)}{(n-1)(n+1)(n+3)}} . \quad (4.8)$$

Kurtosis koeficientas:

$$s_{ku,LF} = \sqrt{\frac{24n(n-1)^2}{(n-3)(n-2)(n+3)(n+5)}}. \quad (4.9)$$

Palygintas imties asimetrijos koeficientas su Skevneso koeficientu, $|g_{1LF}| \leq 3s_{sk,LF}$, gauta, kad $|-0,66| < 0,93$. O palyginus eksceso koeficientą su Kurtosis koeficientu $|g_{2LF}| \leq 5s_{ku,LF}$, gauta, kad $|2,83| < 3,09$. Atlikti skaičiavimai patvirtino, kad hipotezė yra teisinga.

Ištyrus iščiūožų ilgių statistinius duomenis, nustatyta, kad dažniausiai pasitaikanti iščiūoža yra 100 mm, nes reikšmių aritmetinis vidurkis, moda ir mediana atitinka šį ilgį ir tarpusavyje sutampa.

Pasirenkame riedmens rato iščiūožos ilgį $LF = 100$ mm ir gylį $\Delta F = 2,53$ mm pagal (2.39). Riedmens ratas su iščiūoža aprašomas panaudojant keturis šimtus vieną harmoniką $NH = 401$.

Sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematiniam modeliui tirti buvo naudojami krovinio keturašio riedmens 12-9780 duomenys. Priimta, kad vagonas juda 100 km/h greičiu. Statinė bėgio apkrova 100 kN.

Nagrinėjamas bėgis R65, kurio ilgis yra 16,2 m. Šis ilgis pasirinktas tam, kad riedmens ratas apsisuktų daugiau kaip tris kartus ir per šį laiko tarpą įvyktų keletas rato su iščiūoža smūgių į bėgį.

Atstumas tarp pabėgių ašių yra 0,5435 m, bendras pabėgių skaičius lygus 41. Atstumas tarp pabėgių suskaidytas į 10 baigtinių elementų.

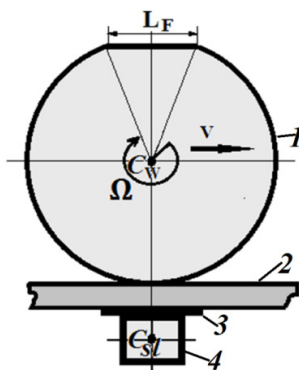
Taškų skaičius kontakto intervale yra $NP = 1001$. Bendras nežinomųjų skaičius yra 970.

Bendras sprendimo laikas yra 0,56 s, integravimo žingsnis yra $\Delta t = 10^{-6}$ s. Pradiniai skaičiavimo duomenys pateikti A priede.

4.2. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematinio modeliavimo rezultatai

Tyrimo tikslas yra nustatyti dėl riedmens rato su iščiūoža ir bėgio sąveikos veikiančias jėgas ir ištirti šių jėgų poveikį bėgio dinamikai. Ratas praranda kontaktą su bėgiu dėl bėgių, pabėgių, didelių sankasos grunto standumų ir mažų slopinimų, riedmens dinaminį savybių, didelio riedmens judėjimo greičio ir didelės rato iščiūožos.

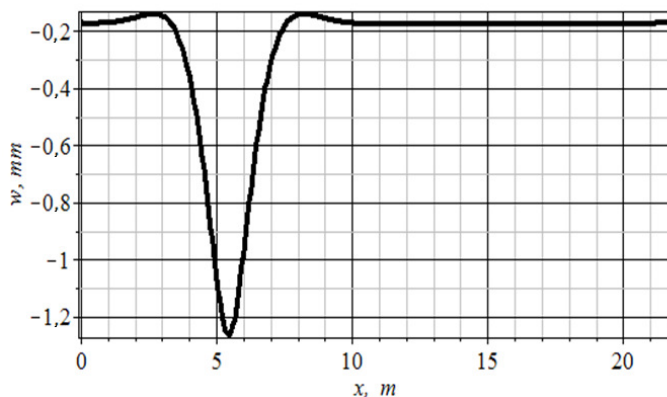
Pradinis riedmens rato centras sutampa su pabėgio geometriniu centru, pradinė iščiūožos padėtis yra rato viršaus viduryje (4.3 pav.).



4.3 pav. Pradinė rato padėtis: 1 – ratas, 2 – bėgis, 3 – tarpinė, 4 – pabėgis

Fig. 4.3. The initial position of the wheel: 1 – wheel, 2 – rail, 3 – pad, 4 – sleeper

Bėgio pradiniai poslinkiai, kai statinė ašinė rato apkrova 100 kN, pavaizduoti 4.4 paveiksle. Pradinė rato padėtis ($t=0$) yra ant vienuolikto pabėgio ($x = 5,47$ m).

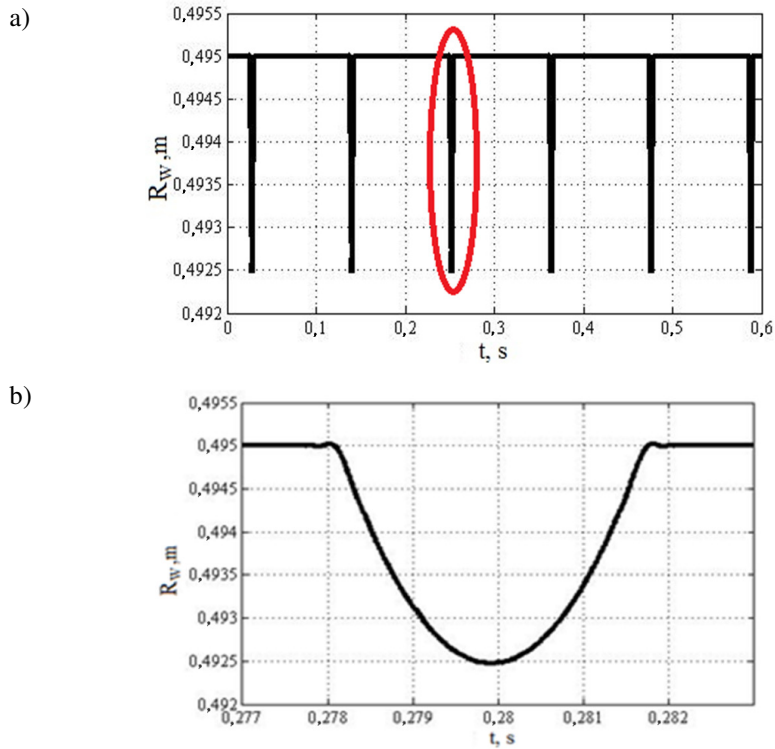


4.4 pav. Pradiniai bėgio poslinkiai, kai statinė apkrova lygi 100 kN

Fig. 4.4. The initial displacements of the rail under a static load of 100 kN

Rato spindulio kitimas per 0,56 s parodytas 4.5 a paveiksle. Ovalu pažymėta spindulio kreivės dalis (4.5 pav. a) išskleistas laiko intervalas nuo 0,277 s iki 0,282 s (4.5 pav. b). Rato su iščiuoža geometriniai parametrai: $R_{W0} = 0,495$ m, $\Delta_F = 2,53$ mm, $L_F = 100$ mm.

Rato spindulio nuokrypis nuo nominalaus per skaičiuojamąjį iščiuožos ilgį ($L_F = 100$ mm) parodytas 4.6 pav.

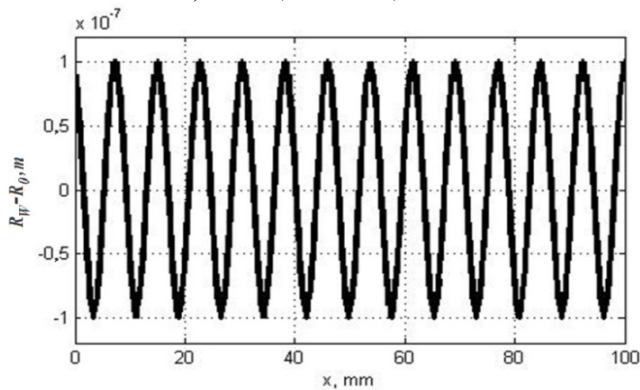


4.5 pav. Rato su iščiūža spindulio kitimas laike: a) iki 0,56 s;

b) nuo 0,277 s iki 0,282 s

Fig. 4.5. Changes in the radius of the wheel flat defined by time: a) from 0 s to 0,56 s;

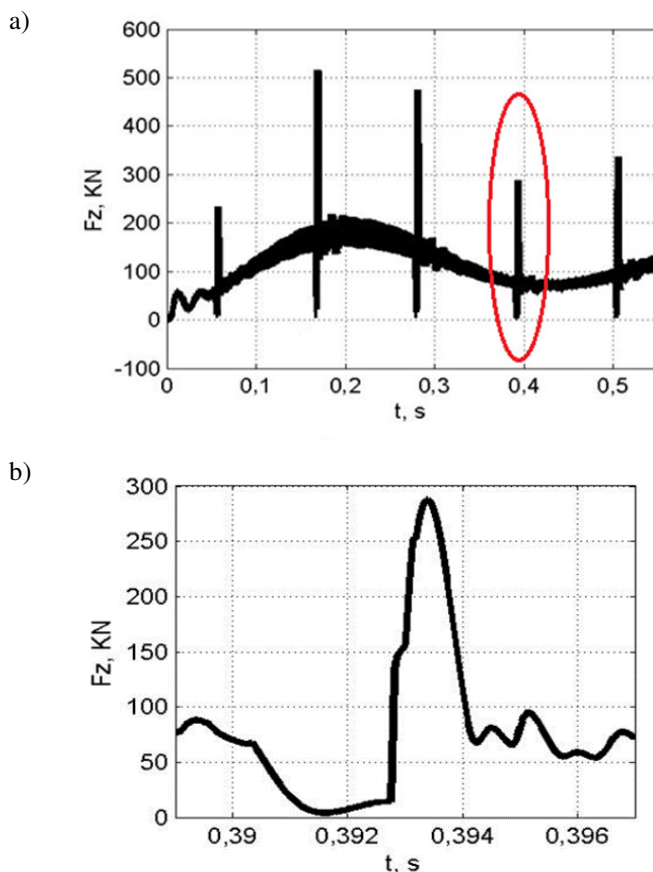
b) from 0,277 s to 0,282 s



4.6 pav. Rato spindulio nuokrypis

Fig. 4.6. Deviation from the radius of the wheel

Vertikalios jėgos F_Z kitimas laike parodytas 4.7 a paveiksle. Per 0,56 s rato bėgio kontaktas prarandamas penkis kartus. Išskleista jėga laikotarpiu nuo 0,39 s iki 0,397 s parodyta 4.7 b paveiksle, kur matoma, kad jėga $F_Z = 0$ kN, kai ratas praranda kontaktą su bėgiu, esant rato iščiūžos ilgiui $L_F = 100$ mm, gyliui $\Delta_F = 2,53$ mm, rato apkrovai 100 kN, riedmens greičiui $V = 100$ km/h, laiko intervale nuo 0,3914 s iki 0,3917 s. Rato ir bėgio kontakto praradimas trunka labai trumpą laikotarpį – 0,0003 s.

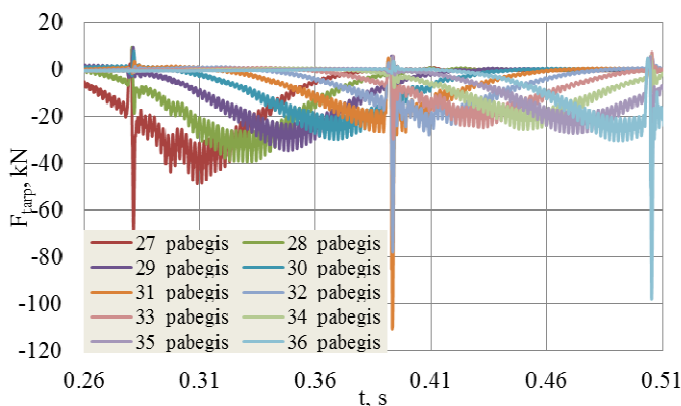


4.7 pav. Vertikalios jėgos F_Z kitimas laiko intervale: a) nuo 0 s iki 0,56 s; b) nuo 0,388 s iki 0,398 s

Fig. 4.7. Changes in vertical force F_Z over time: a) from 0 to 0.56 s; b) from 0.388 s to 0.398 s

Norint nustatyti iščiūžas riedmens rate, reikia žinoti pabėgius veikiančias jėgas, važiuojant ratui tam tikrą atkarpą bėgiais.

Nuo bėgio (per tarpinę) jėgos veikiančios pabėgius, važiuojant ratui su iščiūža (ilgis $L_F = 100$ mm, gylis $\Delta_F = 2,53$ mm) ir kai riedmens greitis 100 km/h, parodytos 4.8 paveiksle.



4.8 pav. Nuo bėgio (per tarpinę) jėgos veikiančios pabėgius
Fig. 4.8. Forces impacting sleepers from the rail (through the pad)

Nuo bėgio, per tarpinę jėgos veikiančios pabėgius ir jų dydžių procentinis pasiskirstymas, kai ratas su iščiūža ($L_F = 100$ mm, $\Delta_F = 2,53$ mm) ir be jos, pateiktos 4.1 lentelėje.

4.1 lentelė. Nuo bėgio (per tarpinę) veikiančios pabėgius maksimalios jėgos reikšmės ir jų dydžių procentinis pasiskirstymas

Table 4.1. Maximum forces impacting sleepers from the rail (through the pad) and their percentages when the wheel has or has no flat

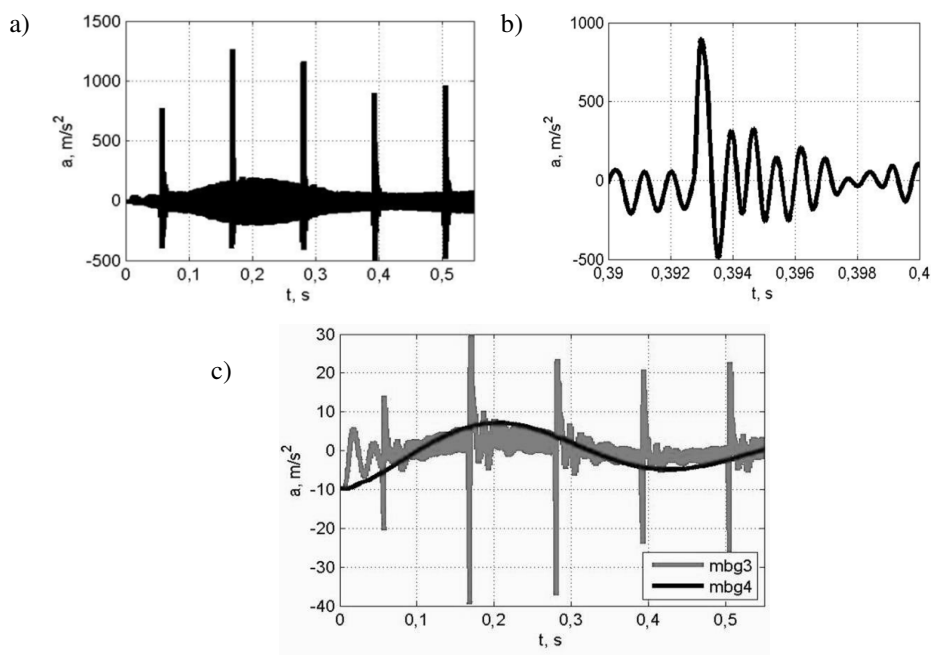
Matavimo vnt.	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
	Pabėgio Nr.									
	Jėgos reikšmė, kai ratas be iščiūžos, $t = 0,3931$ s									
(kN)	0,9	-0,7	-6	-15	-26	-21	-9	-2	0,4	0,7
(%)	-3	3	21	58	100	81	34	8	-1	-3
	Jėgos reikšmė, kai ratas su iščiūža ($L_F = 100$ mm) $t = 0,3950$ s									
(kN)	3,1	5,0	-7	-55	-111	-68	-14	4	3,5	0,5
(%)	-3	-4	7	50	100	62	12	-4	-3	0

Iš 4.8 paveikslo ir 4.1 lentelės matyti, kad smūgis į bėgį įvyksta tarp 31 ir 32 pabėgių, t. y. 0,2065 m atstumu nuo 31 pabėgio centro. Smūgio jėga bėgį

apkrauna po keturis pabėgius į abi puses nuo labiausiai apkrauto pabėgio (31 pabėgis).

Kai ratas be iščiūožos rieda bėgiu, apkrova (nuo 31 pabėgio) į pabėgius į abi puses pasiskirsto beveik vienodai. O kai ratas su iščiūoža – labiausiai apkrauti yra 31 ir 32 pabėgiai, o kituose gretutiniuose pabėgiuose į abi puses apkrovų pasiskirstymas irgi yra beveik vienodas.

Vienas iš charakteringiausių parametrų nustatant dinaminę apkrovą bėgiui ir riedmenims yra rato pagreitis. Masių m_{bg2} , m_{bg3} , m_{bg4} vertikalųjų pagreičių kitimas, kai riedmens ratas su iščiūoža, parodytas 4.9 paveiksle.



4.9 pav. Masių vertikalųjų pagreičių kitimas laike:

a) m_{bg2} ; b) m_{bg2} laikotarpiu 0,39s – 0,40s; c) m_{bg3} ir m_{bg4}

Fig. 4.9. Changes in vertical accelerations of the mass over time:

a) m_{bg2} ; b) m_{bg2} at time 0,39s – 0,40s; c) m_{bg3} and m_{bg4}

Maksimalus aširačio masės m_{bg2} vertikalus pagreitis, kai riedmens ratas su iščiūoža $1\,200\text{ m/s}^2$, riedmens kėbulo masės m_{bg4} – 8 m/s^2 . Tačiau, kaip matyti iš 4.9 a paveikslo, nagrinėjamoje sistemoje iki 0,3 s vis dar vyksta pereinamasis

procesas, todėl aširačio maksimalus pagreitis yra lygus 900 m/s^2 , kai $t = 0,5 \text{ s}$, o vertikalus kėbulo masės m_{bg4} pagreitis lygus $0,7 \text{ m/s}^2$.

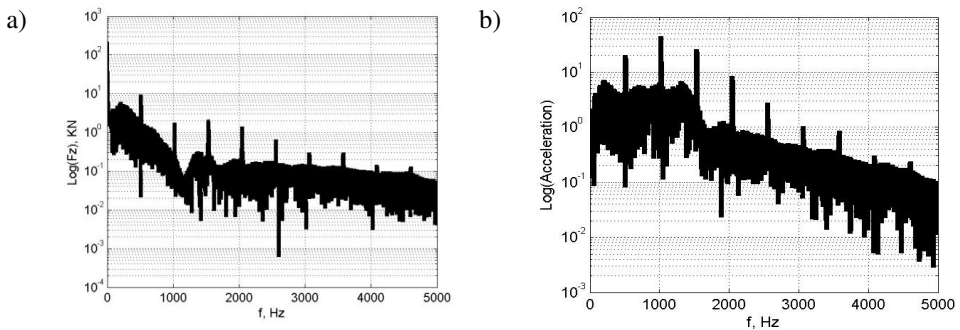
Iš pagreičio kreivės (4.9 pav. a, b, c) matomi riedmens pagreičių staigūs kitimai (0,06 s, 0,17 s, 0,28 s, 0,39 s, 0,50 s), kai vyksta rato smūgiai į bėgį.

Atlikus diskrečiąją Furjė transformaciją, gauti vertikalios rato su iščiūoža ($L_F = 100 \text{ mm}$, $\Delta_F = 2,53 \text{ mm}$) ir bėgio kontaktinės jėgos bei aširačio pagreičio spektrai parodyti 4.10 paveiksle.

Maksimali vertikalios rato ir bėgio jėgos amplitudė (40 kN) yra esant dažniui $f = 503 \text{ Hz}$. Šis dažnis apytiksliai gaunamas nagrinėjant sistemą kūnas – spyruoklės, t. y.:

$$f = \frac{1}{(2\pi)} \sqrt{\frac{k_{RW}}{\sum m_{bgi}}} = \frac{1}{(2\pi)} \sqrt{\frac{10^{11}}{10^4}} = 503 \text{ Hz}.$$

Pagreičio maksimali amplitudės reikšmė pasiekama esant 1006 Hz, t. y. pagreičio dažnis lygus $2f$.

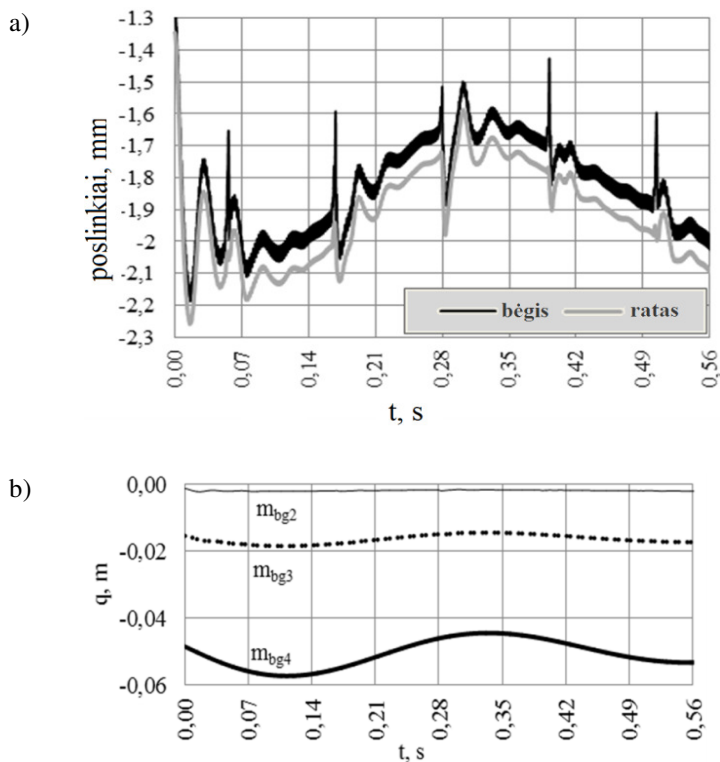


4.10 pav. Riedmens rato su iščiūoža ir bėgio kontakte veikiančių vertikaliųjų jėgų ir pagreičio spektrai: a) vertikaliųjų jėgų spektras;
b) aširačio masės m_{bg2} pagreičio spektras

Fig. 4.10. The spectra of vertical forces and acceleration acting in contact between the wheel flat of the vehicle and the rail: a) vertical forces;
b) spectrum of wheelset acceleration

Dinaminės sistemos „Riedmuo-Kelias“ riedmens kėbulo m_{bg4} , vežimėlio m_{bg3} ir aširačio m_{bg2} masių poslinkių kitimas laike, kai ratas su iščiūoža

($L_F = 100$ mm, $\Delta_F = 2,53$ mm), parodytas 4.11 b paveiksle., rato m_{bg1} ir bėgio m_R poslinkiai – 4.11 a paveiksle.



4.11 pav. Poslinkių kitimas laike: a) rato ir bėgio; b) riedmens aširačio, vežimėlio, vagono kūbulo

Fig. 4.11. The history of time for displacements of: a) the wheel and the rail; b) the wheel-set of the vehicle, handcar and wagon body

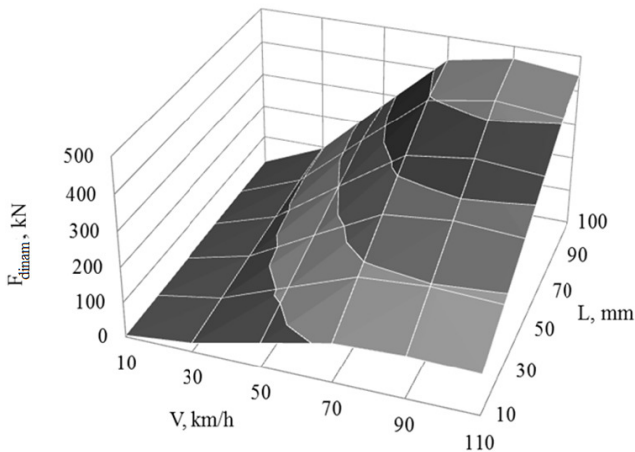
Iš poslinkių kitimų, esant rato su iščiuoža smūgiui į bėgį (4.11 pav.), matoma, kad labiausiai pakinta vertikalūs rato poslinkiai (4.11 pav. a), o vežimėlio, vagono kūbulo ir aširačio poslinkiai kinta nežymiai (4.11 pav. b). Lyginant rato su iščiuoža ir bėgio poslinkius (4.11 pav. a), po to, kai rato su iščiuoža ir bėgio kontakto zonoje susidaro smūgio jėgos laiko momentais (0,06 s, 0,17 s, 0,28 s, 0,39 s, 0,50 s) ir stebimi kontakto praradimai.

4.3. Vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodikos pritaikymas dinaminiams procesams tirti

Nagrinėjama „Riedmuo-Kelias“ sistema vertikaloje plokštumoje, kai riedmens ratas su iščiuoža. Naudojamos sistemos parametrai pateikti A priede ir 4.1 skyriuje.

4.3.1. Smūgio jėgų tyrimas ir analizė

Pagal sukurtą vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodiką (3.1 ir 3.2 poskyriai), nustatytos maksimalios smūgio jėgos F_{dinam} priklausomybės nuo labiausiai įtakos turinčių šios sistemos parametrų. Skaičiuojant smūgio jėgą F_{dinam} priimta, kad rato vertikaloji bėgio statinė apkrova yra 100 kN ir smūgio jėga tarp rato su iščiuoža ir bėgio veikia bėgio, esančio tarp dviejų pabėgių, viduryje. Smūgio jėgos F_{dinam} reikšmės nuo riedmens judėjimo greičio V ir rato iščiuožos ilgių parodytos 4.12 pav.



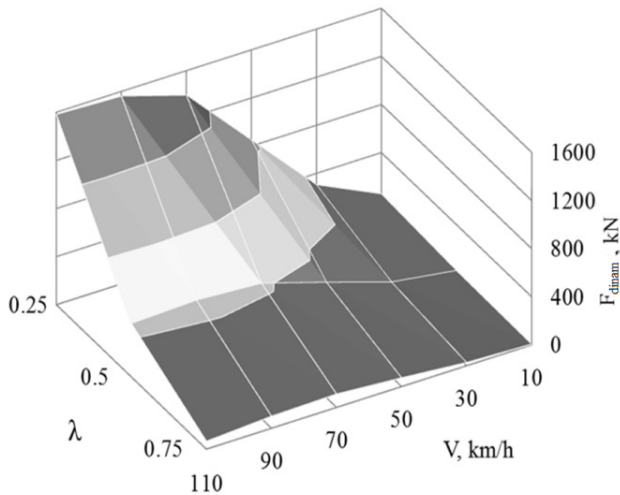
4.12 pav. Smūgio jėgos F_{dinam} priklausomybė nuo riedmens judėjimo greičio V ir rato iščiuožos ilgio

4.12. Fig. The dependence of impact force F_{dinam} on the velocity of railway vehicle V and the lengths of the wheel flat

Didėjant riedmens greičiui V ir rato iščiuožos ilgiui L , smūgio jėga F_{dinam} didėja.

Rato su iščiuoža ir bėgio kontakte smūgio jėgai F_{dinam} nustatyti naudojamas proporcingumo parametras λ (3.27), kuris apibūdina smūgio jėgos galingumą pirmoje ir antroje sąveikos zonoje (3.3 pav.).

Maksimalios smūgio jėgos priklausomybė, kai ratas su iščiuoža ($L_F = 100$ mm, $\Delta_F = 2,53$ mm), nuo parametro λ ir riedmens judėjimo greičio parodyta 4.13 paveiksle.

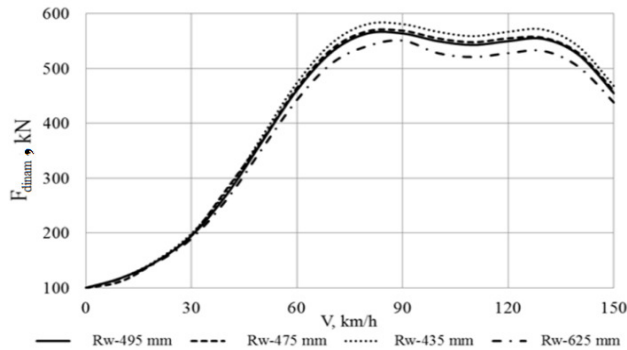


4.13 pav. Smūgio jėgos F_{dinam} priklausomybė nuo riedmens judėjimo greičio V ir parametro λ

Fig. 4.13. The dependence of impact force F_{dinam} on the velocity of railway vehicle V and parameter λ

Didėjant proporcingumo koeficientui λ , mažėja maksimali smūgio jėga. Tiksliau nustatyti maksimalią smūgio jėgą galima analizuojant eksperimentinius duomenis, t. y. parenkant parametro λ reikšmes iš šios sąlygos: $F_{dinam}(\lambda) = F_{eksperim}$. Sukurtame smūgio jėgos modelyje priimta, kad parametras λ yra lygus $\lambda = 0,5$.

Smūgio jėgos F_{dinam} priklausomybės nuo geležinkelių riedmenų judėjimo greičio v ir rato skirtingų spindulių, kai iščiuožos ilgis lygus $L_F = 100$ mm, gylis $\Delta_F = 2,53$ mm, parodytos 4.14 paveiksle. Smūgio jėgoms palyginti panaudotas vagonų ir šilumvežio 2TЭ121 ratų spinduliai.

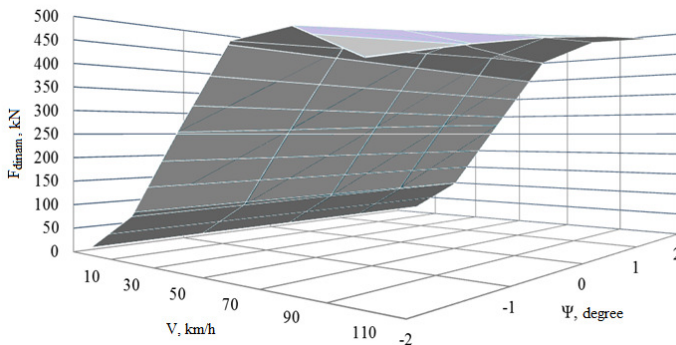


4.14 pav. Smūgio jėgos F_{dinam} priklausomybė nuo geležinkelių riedmenų judėjimo greičio V ir ratų su iščiūžomis spindulių R_w

Fig. 4.14. The dependence of impact force F_{dinam} on the velocity of rolling stock V and radiuses R_w of the wheel flat

Nustatyta, kad smūgio jėga F_{dinam} didėja (4.14 pav.), mažėjant rato spinduliui, nes kampinis greitis Ω apie tašką A – didėja.

Smūgio jėgos F_{dinam} priklausomybės nuo riedmens judėjimo greičio V ir deviacijos kampo Ψ parodytos 4.15 paveiksle.



4.15 pav. Smūgio jėgos F_{dinam} priklausomybė nuo geležinkelio riedmens judėjimo greičio V ir deviacijos kampo Ψ , kai rato spindulys $R_w=0,475$ m

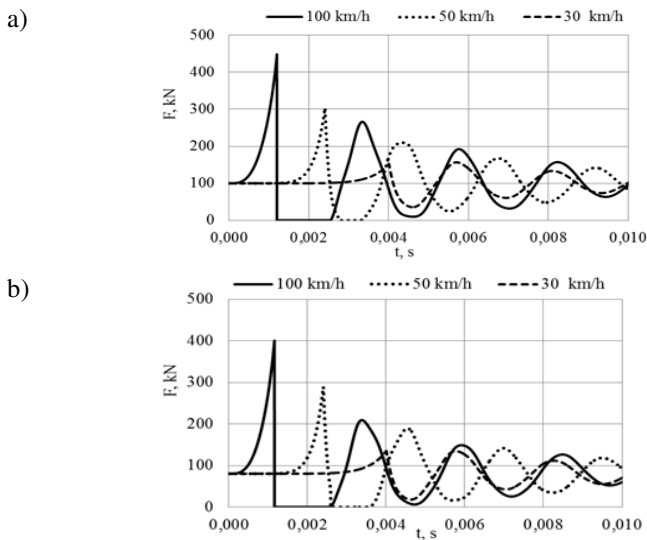
Fig. 4.15. The dependence of impact force F_{dinam} on the velocity of railway vehicle V and the angle of deviation Ψ , when wheel radius is $R_w=0,475$ m

Nustatyta, kad didėjant kampui Ψ smūgio jėga didėja, t. y. riedmens judėjimo kryptimi didėjant bėgio įlinkiui smūgio jėga mažėja, nes rato greitis, statmenas kontakto paviršiui, mažėja.

4.3.2. Sistemos „Riedmuo-Kelias“, kai ratas su pažaida, dinamių procesų tyrimas ir analizė

Pagal vertikalųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodiką (3.1 ir 3.3 poskyriai) atliktas sistemos „Riedmuo-Kelias“ dinamių procesų tyrimas, kai ratas, kurio spindulys $R_W = 0,495$ m su iščiuoža, kurios ilgis yra $L_F = 100$ mm, o gylis $\Delta_F = 2,53$ mm. Vagonas juda skirtingais greičiais: 30, 50 ir 100 km/h. Apkrova bėgiui yra 100 kN ir 80 kN.

Riedmens rato su iščiuoža, judančio skirtingais greičiais, kontakte su bėgiu veikiančios jėgos $F(t)$ priklausomybės parodytos 4.16 paveiksle. Nustatyta, kad maksimali jėga yra lygi 455 kN (4.16 pav. a), kai riedmens judėjimo greitis yra 100 km/h.



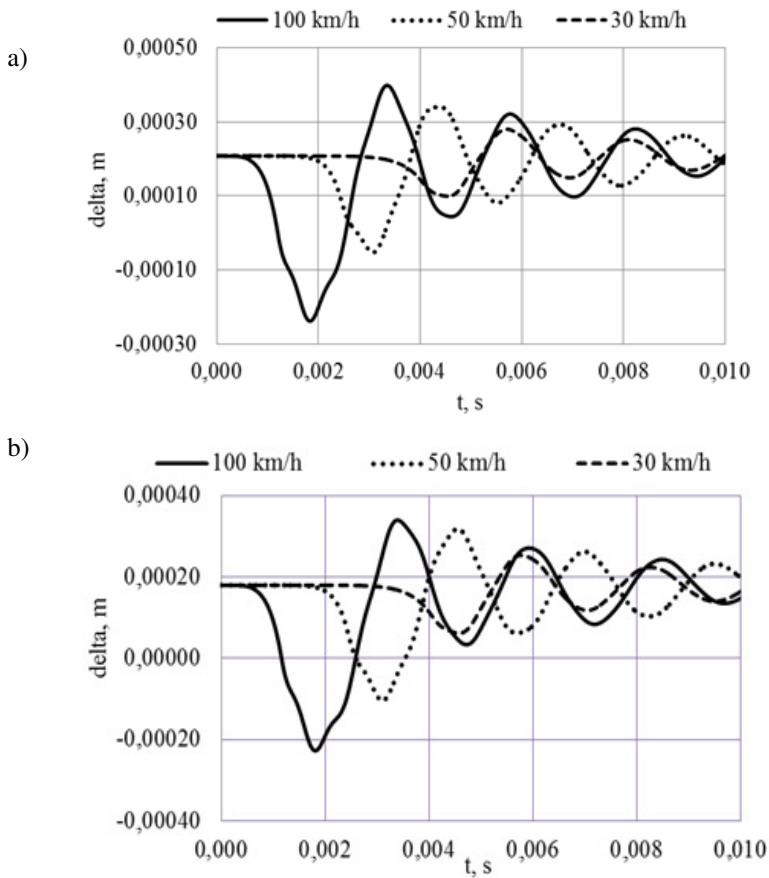
4.16 pav. Riedmens rato su iščiuoža kontakte su bėgiu veikiančios jėgos $F(t)$ kitimai

laike: a) rato vertikalioji apkrova – 100 kN; b) rato vertikalioji apkrova – 80 kN

Fig. 4.16. The history of time for force $F(t)$ acting in the interaction of the wheel flat and the rail when: a) vertical load of the wheel on the rail – 100 kN; b) vertical load of the wheel on the rail – 80 kN

Vagonui judant 100 km/h greičiu (4.16 pav. b), kontakto praradimas trunka 1,4 ms, o judant 50 km/h greičiu – 0,5 ms, bet judant 30 km/h greičiu – kontaktas neprarandamas. Esant 80 kN riedmens rato apkrovai ir judant 100 km/h greičiu kontakto praradimas trunka 1,6 ms, o judant 50 km/h greičiu – 1,0 ms, judant 30 km/h greičiu – kontaktas taip pat neprarandamas.

Riedmens rato su iščiūoža, judančio skirtingais greičiais, rato ir bėgio skverbties δ_C (3.4) kitimai laike parodyti 4.17 paveiksle.

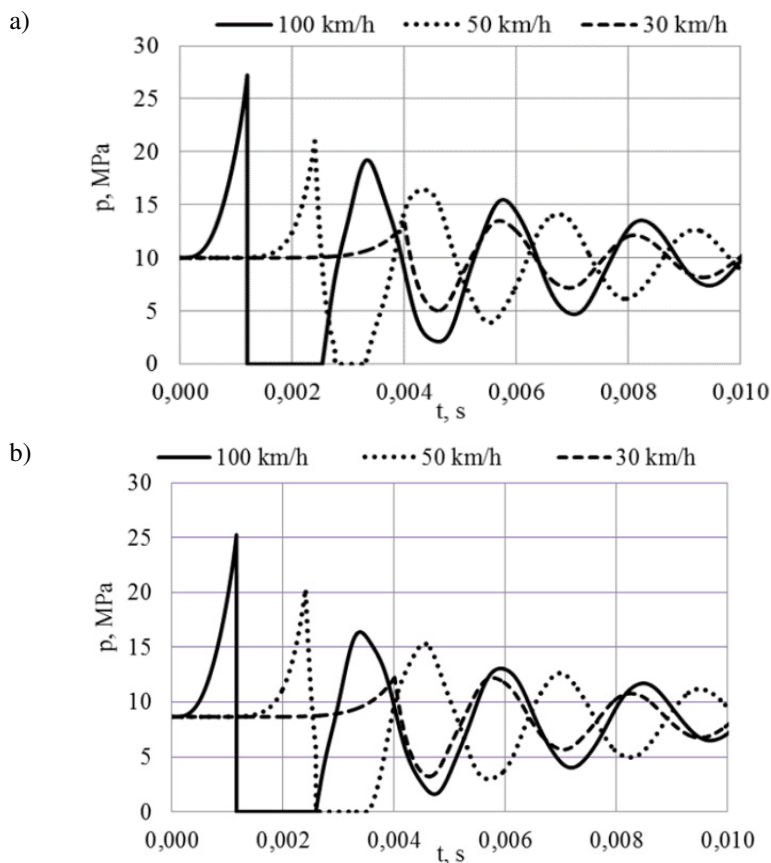


4.17 pav. Riedmens rato skverbties (δ_C) į bėgį priklausomybės nuo greičio ir rato vertikalųjų apkrovų: a) 100 kN; b) 80 kN

Fig. 4.17. The dependence of the penetration of vehicle wheel (δ_C) in the rail on speed and vertical loads of the wheel: a) 100 kN; b) 80 kN

Kai riedmuo rieda mažesnis nei 30 km/h greičiu – skverbties reikšmės teigiamos, t. y. kontaktas neprarandamas, o judant 50 km/h ir 100 km/h greičiais, skverbtis turi ir neigiamas reikšmes. Iš neigiamų skverbties reikšmių nustatomas trumpalaikis kontakto tarp aširačių rato su iščiūža ir bėgio praradimas.

Dėl rato ir bėgio sąveikos jėgų kontaktinės zonos centre, susidaro maksimalus kontaktinis slėgis (3.36). Riedant riedmens ratui 100 km/h greičiu, kai rato vertikali rato apkrova – 100 kN, kontaktinio slėgio kitimas laike parodytas 4.18 paveiksle.



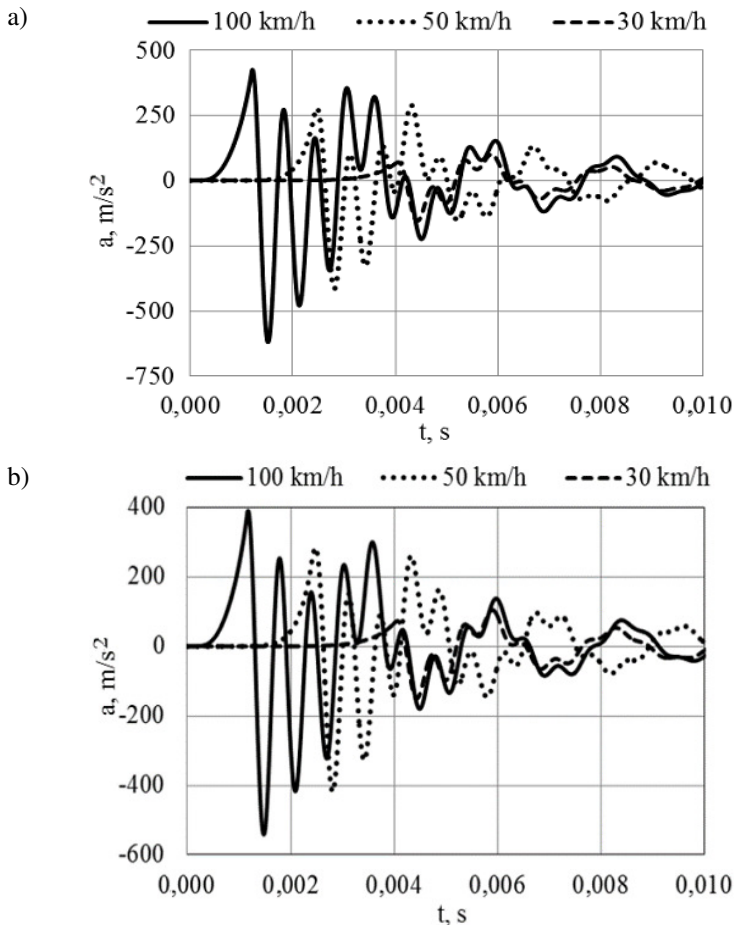
4.18 pav. Rato slėgio p į bėgį kitimas laike esant skirtingiems judėjimo greičiams ir rato vertikaliosioms apkrovoms bėgiui:

a) 100 kN; b) 80 kN

Fig. 4.18. Changes in wheel pressure p into the rail over time at different speeds and vertical loads of the wheel on the rail: a) 100 kN; b) 80 kN

Kai riedmens riedėjimo greitis yra 30, 50 ir 100 km/h, maksimalus kontaktinis slėgis atitinkamai yra 17 MPa, 21 MPa ir 27 MPa.

Pagreitis apibūdina dinamines sistemos „Riedmuo-Kelias“ apkrovas. Riedmenų rato su iščiuožia pagreičių kitimai laike priklausomai nuo riedėjimo greičio ir rato vertikaliosios apkrovos parodyti 4.19 paveiksle. Kai rato vertikalioji apkrova bėgiui yra 100 kN ir riedmens judėjimo greitis yra 100 km/h, maksimalus pagreitis lygus 42 g, o kai greitis yra 50 km/h – 29 g, o judant 30 km/h greičiu – 10 g.



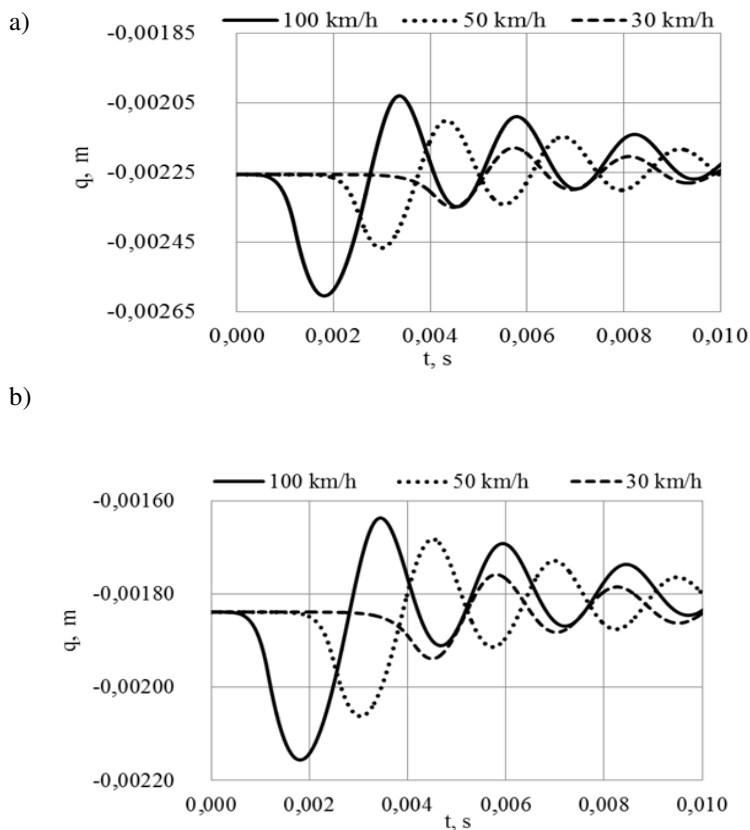
4.19 pav. Riedmens rato pagreičio kitimas laike, kai yra skirtingi riedėjimo greičiai ir rato vertikaliosios apkrovos bėgiui: a) 100 kN; b) 80 kN

Fig. 4.19. Changes in the acceleration of the vehicle wheel over time at different velocities and vertical loads of the wheel on the rail:

a) 100 kN; b) 80 kN

Kai rato vertikalioji bėgio apkrova 80 kN ir riedmens riedėjimo greitis yra 100 km/h, maksimalus pagreitis lygus 39 g, esant 50 km/h – 28 g, o esant 30 km/h – 10 g. Didėjant riedmens greičiui ir rato vertikaliosios apkrovai, riedmens rato maksimalus pagreitis didėja.

Dinaminės sistemos „Riedmuo-Kelias“, kai riedmens ratas su iščiuožia, tam tikrų masių poslinkiai parodyti 4.20–4.22 paveiksle. Riedant riedmens ratui su iščiuožia 100 km/h greičiu ir esant rato vertikaliosios apkrovai 100 kN, bėgio poslinkių maksimali amplitudė daugiau kaip du kartus yra didesnė nei riedant 30 km/h greičiu (4.20 pav.).

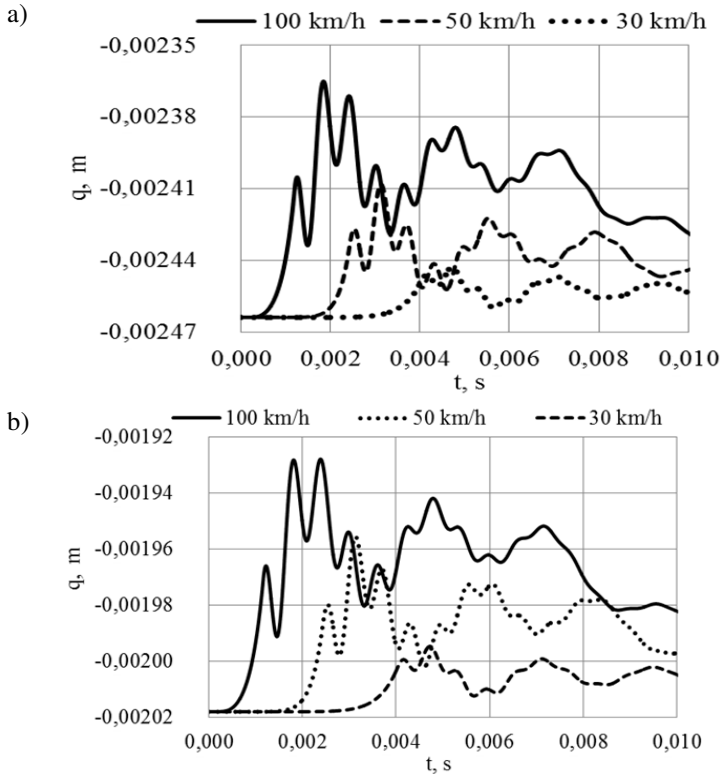


4.20 pav. Kontakto zonoje bėgio poslinkio kitimas laike priklausomai nuo riedmens judėjimo greičio ir rato vertikaliųjų bėgio apkrovų:

a) 100 kN; b) 80 kN

Fig. 4.20. Changes in the rail shift in the contact area over time subject to the speed of the railway vehicle and vertical loads of the wheel on the rail: a) 100 kN; b) 80 kN

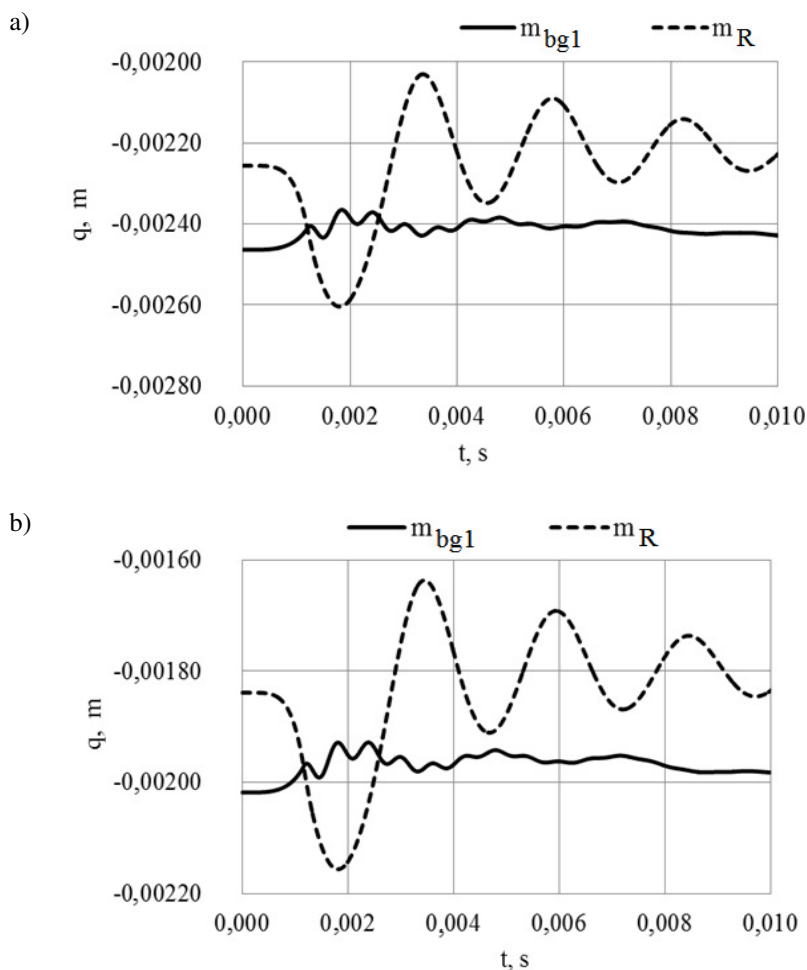
Tiesiogiai kontaktuojančios su bėgiu masės poslinkių kitimai laike priklausomai nuo riedmens judėjimo greičio ir rato vertikalųjų apkrovų parodyti 4.21 a) ir b) paveiksluose.



4.21 pav. Riedmens rato su iščiūža masės m_{bgl} poslinkių kitimai priklausomai nuo riedmens judėjimo greičio ir rato vertikalųjų bėgio apkrovų: a) apkrova – 100 kN; b) apkrova – 80 kN

Fig. 4.21. A shift in the displacements of the mass m_{bgl} of the wheel flat and the rail over time subject to the speed of the railway vehicle and vertical loads of the wheel on the rail: a) load – 100 kN; b) load – 80 kN

Iš 4.22 paveikslo grafikų matyti, kad kontaktas tarp bėgio ir rato prarandamas, t. y. tiesiogiai kontaktuojančios su bėgiu masės m_R poslinkiai yra didesni už bėgio poslinkius.



4.22 pav. Riedmens rato su iščiūžo masės m_{bg1} ir bėgio poslinkių kitimai priklausomai nuo rato vertikaliųjų apkrovų bėgiui, kai riedmens judėjimo greitis yra 100 km/h: a) kai apkrova – 100 kN; b) kai apkrova – 80 kN

Fig. 4.22. A shift in variations in the mass m_{bg1} of the wheel flat and the rail subject to vertical loads of the wheel on the rail under the velocity of the railway vehicle of 100 km/h when: a) load – 100 kN; b) load – 80 kN

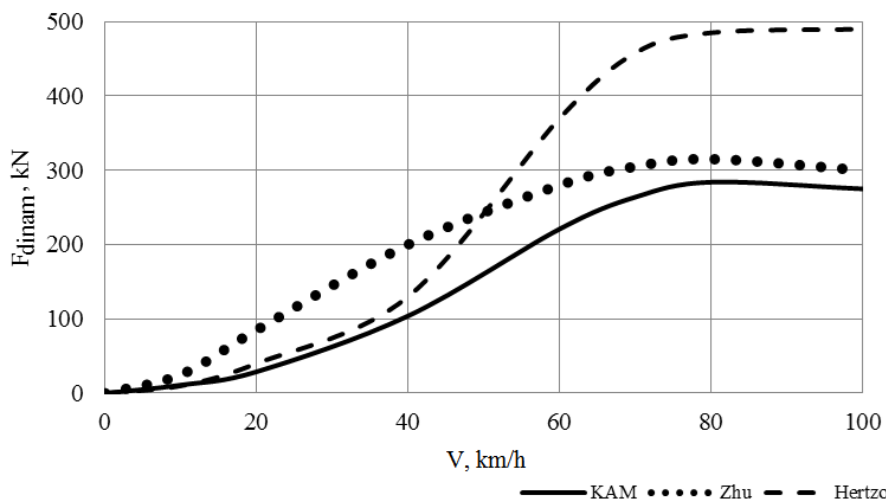
Palyginus tiesiogiai kontaktuojančios su bėgiu masės poslinkius su bėgio poslinkiais (4.22 pav.), matoma, kad masės m_{bg1} poslinkių kitimo dažnis yra didesnis nei bėgio.

Vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodika skirta nagrinėti rato ir bėgio pažaidų geometrinių parametrų poveikį dinaminiam sistemos „Riedmuo-Kelias“ procesams.

4.4. Vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodika gautų tyrimų rezultatų palyginimas su kitų autorių tyrimų rezultatais

Dėl rato su iščiūoža ir bėgio sąveikos atsirandanti smūgio jėga, gauta pagal sukurta metodą, yra palyginta su adaptyviuoju, Herco kontakto metodais (Adaptive and Herzian contact) (Zhu *et al.* 2007) bei Nielseno (Nielsen *et al.* 2004) paskelbtais rezultatais. Lyginant rezultatus pradinė statinė apkrova neįvertinta.

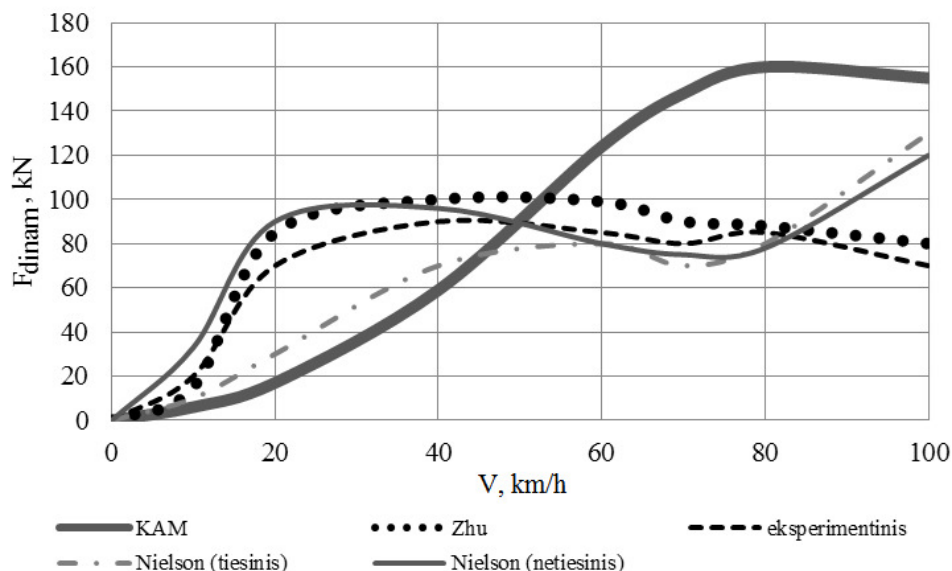
Maksimalios jėgos kitimo rezultatų, naudojant KAM, riedmenims riedant skirtingais greičiais, palyginimas (4.23 pav.) su Zhu ir Herco metodais (Zhu *et al.* 2007) gautais rezultatais, kai rato spindulys $R_w = 0,475$ m, iščiūožos gylis yra 1,56 mm, o ilgis 100 mm, statinė rato apkrova bėgiui neįvertinta.



4.23 pav. Maksimalios jėgos F_{dinam} priklausomybės nuo riedmens judėjimo greičio, kai iščiūožos gylis $\Delta_F = 1,56$ mm, naudojant skirtingus skaičiavimo metodus

Fig. 4.23. Dependencies of maximum force F_{dinam} on vehicle velocity, when flat depth is $\Delta_F = 1,56$ mm, comparing different KAM, Zhu and Hertzian contact methods

Iščiūožos gylis, kaip ir ilgis, turi įtakos maksimalioms jėgų reikšmėms rato ir bėgio kontakte. Atliktas KAM metodo palyginimas su Nielseno tiesiniu ir netiesiniu, eksperimentiniu bei su Zhu metodais (Zhu *et al.* 2007), kai iščiūožos gylis yra 0,9 mm, o ilgis 100 mm (4.24 pav.).



4.24 pav. Maksimalios jėgos F_{dinam} priklausomybės nuo riedmens judėjimo greičio, kai iščiūožos gylis $\Delta_F = 0,9$ mm, naudojant skirtingus skaičiavimo metodus

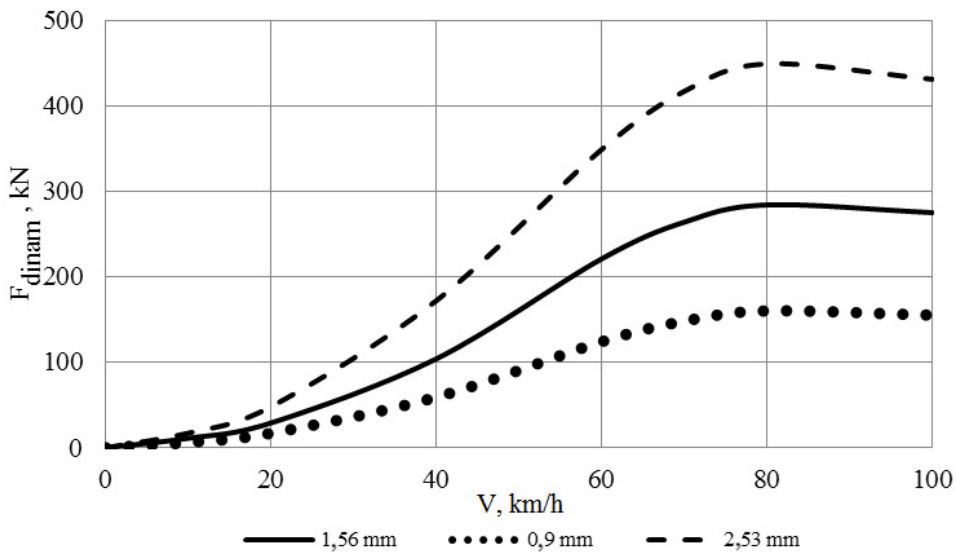
Fig. 4.24. Dependencies of maximum force F_{dinam} on vehicle velocity, when flat depth is $\Delta_F = 0,9$ mm, comparing different KAM, Zhu and Hertzian contact methods

Palyginus KAM gautas maksimalių jėgų reikšmės su Zhu ir Herco metodų rezultatais, manoma, kad sukurto metodo (KAM) maksimalios jėgų reikšmės, kai riedmens judėjimo greitis iki 40 km/h, o rato iščiūoža 1,56 mm yra artimos Herco kontakto metodui, o nuo 70 km/h – Zhu adaptiviam kontakto metodui.

Supaprastintu vertikaliųjų apkrovų nustatymo metodu (KAM) maksimalių jėgų reikšmės, kai rato iščiūoža 1,56 mm, gautos rato ir bėgio sąveikos metu, kintant greičiui, linkusios prognozuoti žemutines ribas iki 43 km/h riedmens judėjimo greičio, bet artimesnes Nielseno tiesiniam metodui. Nuo 60 km/h iki 100 km/h greičio – viršutines ribas. Kai riedmens greitis nuo 43 iki 56 km/h, KAM maksimalių jėgų reikšmės sutampa su kitų autorių (Zhu *et al.* 2007,

Nielsen *et al.* 2004) metodais gautais rezultatais. Tokiais greičiais Lietuvos Respublikoje realiai važiuoja prekiniai traukiniai.

Esant skirtingiems važiavimo greičiams, skirtingiems iščiūožų gyliams (0,9 mm, 1,56 mm, 2,53 mm), kai iščiūožos ilgis 100 mm, nustatyti maksimalios jėgos pokyčiai pateikti 4.25 paveiksle.



4.25 pav. Maksimalios jėgos F_{max} priklausomybė nuo riedmens judėjimo greičio, kai iščiūožos ilgis $L = 100$ mm, o iščiūožų gyliai skirtingi

Fig. 4.25. Dependencies of impact force F_{max} on vehicle velocity v , under a flat of $L = 100$ mm and a different depth of the flat

Maksimalių jėgų reikšmės, kai iščiūožų gyliai 0,9 mm, 1,56 mm ir 2,53 mm, palaipsniui didėja, didėjant greičiui iki 80 km/h ribos. Dinaminės jėgos pasiekusios maksimalias reikšmes nusistovi.

Apibendrinant galima teigti, kad supaprastinta vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodika (KAM) esant riedmens, rato ir bėgio sąveikai gali apytiksliai ir greitai nustatyti maksimalių kontaktinių apkrovų reikšmes.

Vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodika patikrinta, kai iščiūožos geometrinis gylys yra 2,53 mm.

4.5. Praktinis vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodikos galimybės

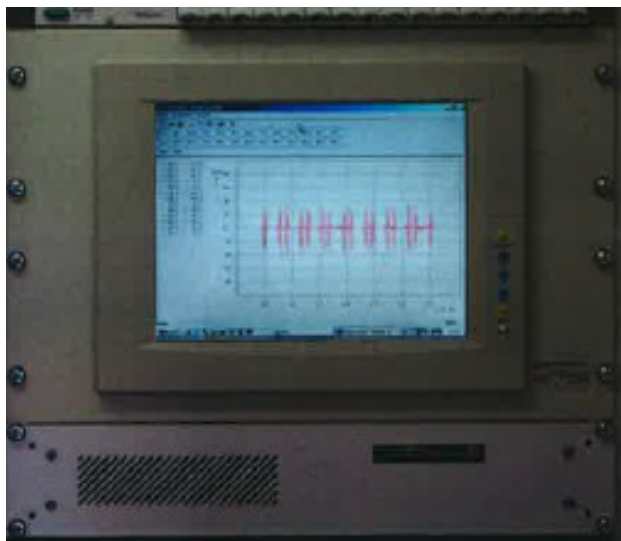
Sistemos ATLAS-LG (Sistemos ATLAS-LG 2006) įranga skirta ratų riedėjimo paviršių kontrolei. Sistema ATLAS-LG gali tikrinti, ar aširatis nėra išsicentravęs bei gali būti naudojama kaip riedmenų svarstyklės.

Sistema ATLAS-LG sistema matuoja vertikaliąją jėgą tarp rato ir bėgio per visą rato perimetrą, matavimai galimi, esant traukinio greičiams nuo 30 iki 400 km/h, bet kuria važiavimo kryptimi, matavimai atliekami kiekvienam aširačio ratui, fiksuotoje vietoje.

Fiksuotoje kelio vietoje ant bėgių (4,20 m, 7 pabėgiai) išdėstomi 26 tenzo jutikliai. Matavimo vietą sudaro 14 pabėgio reakcijos matavimo taškų ir 12 ašies apkrovos matavimo taškų. Matavimo sritis skirta ratų pažaidoms (defektams), jų padėties vietai ir riedmens greičiui nustatyti.

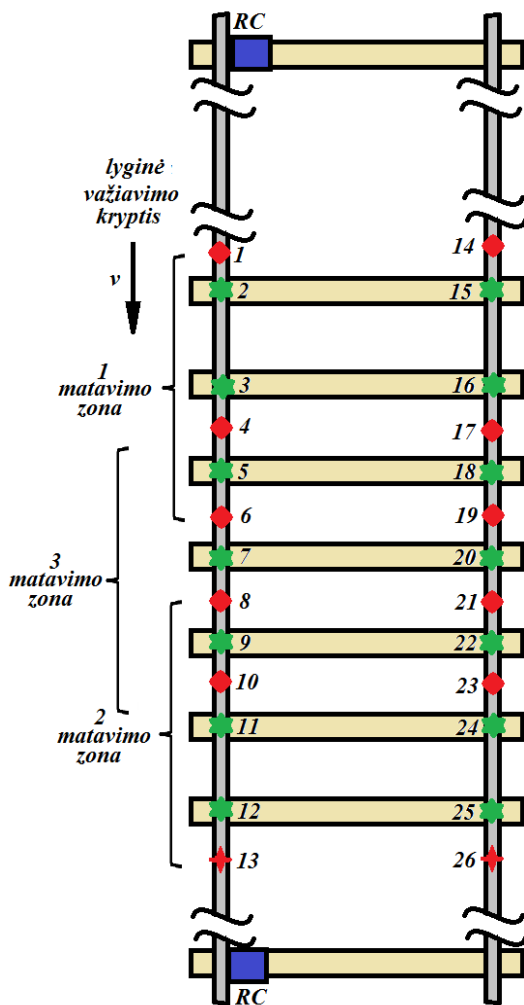
Aširačiui įvažiavus į matuojamą zoną, bėgiuose išmatuota visų jėgų suma atspindi bendrą jėgą, perduotą bėgiui nuo rato, matuojama vienu metu visuose apkrovos taškuose.

Sistemos ATLAS-LG duomenys iš matavimo zonos pateikiami į sisteminę spintą. ATLAS-LG sisteminė spinta (4.26 pav.) susideda iš matavimo įrangos su signalų apdorojimo įtaisais, vaizduoklio, pramoninio PC, UPS, klaviatūros, riedmenų jutiklių stiprintuvų, maitinimo bloko.



4.26 pav. Sisteminės spintos ekranas (Sistemos ATLAS-LG 2006)
Fig. 4.26. The display of a systematic cabinet (Sistemos ATLAS-LG 2006)

Sistemos ATLAS-LG jutiklių išdėstymo ant bėgių schema pateikta 4.27 paveiksle (Sistemos ATLAS-LG 2006). Sistema ATLAS-LG atlieka bėgio pado ant pabėgio (pažymėti žvaigžde – R jutikliai) ir bėgio kakliuko (deformuojamos zonos viduryje tarp dviejų pabėgių (pažymėti rombais – T jutikliai)), deformavimosi matavimus. 4.27 paveiksle RC pažymėti riedmenų jutikliai, skaičiais nuo 1 iki 26 pažymėti matavimo kanalai numeriai.



4.27 pav. ATLAS-LG jutiklių išdėstymo schema
Fig. 4.27. Layout scheme for the sensors of ATLAS-LG

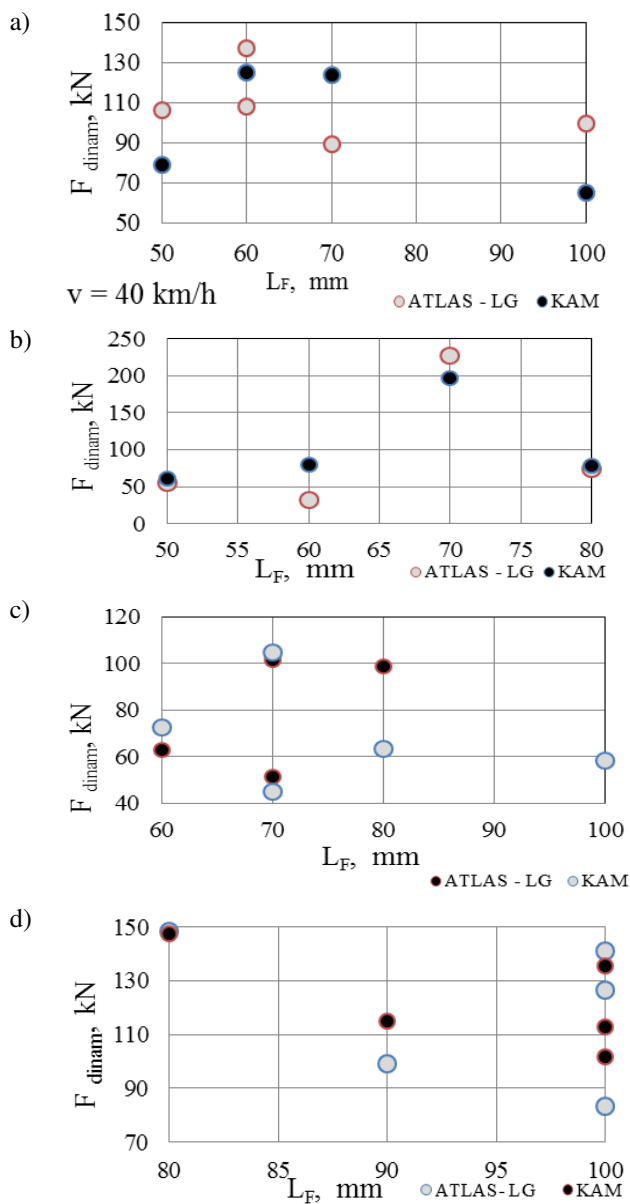
Naudojant vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodiką (KAM) gautos maksimalių jėgų reikšmės palygintos su ATLAS-LG posistemio pateiktais bandymų rezultatais (Ataskaita 2011). Palyginimo rezultatai pateikti 4.2 lentelėje.

4.2. lentelė. Posistemio ATLAS-LG ir KAM maksimalių reikšmių palyginimas

Table 4.2. A comparison of maximum values of the subsystem ATLAS-LG with those obtained using the KAM method

Greitis	Iščiūžos ilgis L_F , mm	Iščiūžos gylis Δ_F , mm	ATLAS-LG F_{dinam} , kN	KAM F_{dinam} , kN	Skirtumas kN	Skirtumas procentais
45	60	0,50	31,81	79,73	47,92	59
45	80	0,70	73,43	78,16	4,73	6
45	50	0,30	54,69	60,43	5,74	8
45	70	1,50	227,01	197,27	29,74	13
48	100	0,60	58,15	58,28	0,13	0
48	80	0,50	98,88	63,44	35,44	36
48	70	0,70	101,39	104,59	3,2	3
48	60	0,40	62,89	72,47	9,58	12
48	70	0,30	51,22	44,83	6,39	12
40	50	0,50	106,09	79,11	26,98	25
40	60	1,20	136,93	150,30	13,37	9
40	60	1,00	107,9	125,25	17,35	14
40	70	1,20	89,21	123,98	34,77	13
40	100	1,20	99,77	65,11	34,66	35
52	90	0,90	99,33	115,13	15,8	14
52	100	1,00	83,43	112,87	29,44	27
52	100	1,20	141,16	135,45	5,71	4
52	80	1,00	148,17	147,43	0,74	0
52	100	0,90	126,64	101,59	25,05	20

Pagal lentelės duomenis sudaryti maksimalių jėgų grafikai, esant skirtingiems eksperimentiniams riedėjimo greičiams (40 km/h, 45 km/h, 48 km/h, 52 km/h), parodyti 4.28 paveiksle.



4.28 pav. KAM ir posistemo ATLAS-LG rezultatų palyginimas, kai greitis:

a) 40 km/h; b) 45 km/h; c) 48 km/h; d) 52 km/h

Fig. 4.28. A comparison of the results obtained using the ATLAS-LG subsystem and KAM, when speed is: a) 40 km/h; b) 45 km/h; c) 48 km/h; d) 52 km/h

Palyginus pagal KAM ir posistemio ATLAS-LG gautus rezultatus, nustatyta, kad esant 10 procentų paklaidos diapazonui sutapo 35 procentai rezultatų, esant 20 procentų paklaidos diapazonui sutapo 70 procentų rezultatų, o esant 30 procentų paklaidos diapazonui sutapo 80 procentų rezultatų.

Lyginant nesutampančias maksimalių jėgų reikšmes, buvo iškelta prielaida dėl sistemos ATLAS-LG matavimų rezultatų tikslumų.

AB „Lietuvos geležinkeliai“ ataskaitoje apie ATLAS-LG posistemio rezultatų tikslumą teigiama:

Buvo atvejų, kai įranga nefiksavo jokių pažaidų, juos vėliau nustatė vagonų tikrintojai.

Nustatyta atvejų, kada šios įrangos nustatytos ratų pažaidos, atlikus vėlesnius jų fizinius matavimus, neviršijo leidžiamų normų.

Riedmens aširačiuose esančios kelios ratų paviršiaus pažaidos gali „rezonuoti“ viena kitą, t. y. sustiprinti poveikį, kurį fiksuoja ATLAS-LG posistemis.

Atlikti du sistemos ATLAS-LG pažaidų nustatymo kokybės patikrinimai pateikti 4.3 lentelėje.

4.3 lentelė. Sistemos ATLAS-LG patikrinimas pažaidų nustatymo kokybei

Table 4.3. Examining the ATLAS-LG system for damage assessment

Sistemos ATLAS-LG nustatyta, kad pažaidos viršija leidžiamas normas	Bendra signalų, viršijančių normas, suma	Pasitvirtinusių pažaidų virš leistinos normos, suma	Nepasitvirtinusių pažaidų virš leistinos normos, suma
1 patikrinimas	31	12*	19 (61 %)
2 patikrinimas	55	20	35 (64 %)

*Tyrimo metu nustatyta, kad 3 atvejais iš 12 nustatytos leidžiamos riedmenų pažaidų (defektų) normos buvo ypač viršytos.

Sistemos ATLAS-LG gautus rezultatus palyginus su fiziniais RRP matavimais (4.3 lentelė), nustatyta, kad 61 procentas posistemio išaiškintų pažaidų nepasitvirtino pirmo bandymo metu, o 64 procentai – antro bandymo metu. Rato riedėjimo paviršius nėra tiesus ir išmatuoti rato pažaidą greitai bei tiksliai (įskaitant žmogiškuosius veiksmus) sudėtinga.

Gautos maksimalių jėgų reikšmės (4.2 lentelė) sulyginamos tam, kad būtų patikrintas metodikų patikimumas.

Pagal 4.2 lentelės duomenis sudaromos sistemos ATLAS-LG ir KAM metodika gautų jėgų reikšmių (kN) dvi statistinės eilutės:

$F_{Ai} = 31,81; 73,43; 54,69; 227,01; 58,15; 98,88; 101,39; 62,89; 51,22; 106,09; 136,93; 107,90; 89,21; 99,77; 99,33; 83,43; 141,16; 148,17; 126,64$ ir

$F_{KAMi} = 79,73; 78,16; 60,43; 197,27; 58,28; 63,44; 104,59; 72,47; 44,83; 79,11; 150,30; 125,25; 123,98; 65,11; 115,13; 112,87; 135,45; 147,43; 101,59.$

Nustatomi imties tūriai: pagal ATLAS-LG posistemio duomenis $n_{F_A} = 19$, pagal KAM $n_{F_{KAM}} = 19$.

Apskaičiuojamos padėties charakteristikos:

$$\bar{F} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_i, \quad \bar{F}_A = 99,9 \text{ kN}, \quad \bar{F}_{KAM} = 116,60 \text{ kN}.$$

Skirtumas tarp vidutinių jėgų reikšmių:

$$\bar{F}_{KAM} - \bar{F}_A = 116,60 - 99,9 = 16,70 \text{ kN}.$$

Sudaromos variacinės eilutės, jėgų reikšmės surikiuojamos didėjimo tvarka: $F_{Ai} = 31,81; 51,22; 54,69; 58,15; 62,89; 73,43; 83,43; 89,21; 98,88; 99,33; 99,77; 101,39; 106,09; 107,90; 126,64; 136,93; 141,16; 148,17; 227,01$ ir $F_{KAMi} = 79,73; 44,83; 60,43; 58,28; 72,47; 78,16; 112,87; 123,98; 63,44; 115,13; 65,11; 104,59; 79,11; 125,25; 101,59; 150,30; 135,45; 147,43; 197,27.$

Sudarius variacines eilutes apskaičiuojami: mediana, moda, kvartiliai.

Apskaičiuojamos imties medianos:

$$m_d = L_{F((n+1)/2)}, \text{ kai } n \text{ nelyginis}$$

Kadangi $n_{F_i} = 19$ – lyginis skaičius, tai imties medianos m_d :

$$m_{dF_A} = F_{A((n+1)/2)} = 99,33 \text{ kN},$$

$$m_{dF_{KAM}} = F_{KAM((n+1)/2)} = 104,59 \text{ kN}.$$

Abiem atvejais pasikartojančių reikšmių nėra, tai ir jėgų reikšmių aibėje imčių modų m_{oF_A} ir $m_{oF_{KAM}}$ taip pat nėra.

Nustatomi kvartiliai, pagal gautas ATLAS-LG jėgų reikšmes:

$$q_{1F_A} = 68,16 \text{ kN},$$

$$q_{2F_A} = m_{oL_F} = 99,33 \text{ kN},$$

$$q_{3F_A} = 117,27 \text{ kN}.$$

Pagal KAM jėgų reikšmes nustatyti kvartiliai:

$$q_{1F_{KAM}} = 68,79 \text{ kN},$$

$$q_{2F_{KAM}} = m_{oL_F} = 104,59 \text{ kN},$$

$$q_{3F_{KAM}} = 197,27 \text{ kN}.$$

Nustatomos variacinės eilutės maksimalios ir minimalios reikšmės:

$$F_{A_{\max}} = 227,01 \text{ kN}, F_{KAM_{\max}} = 197,27 \text{ kN},$$

$$F_{A_{\min}} = 31,81 \text{ kN}, F_{KAM_{\min}} = 44,83 \text{ kN}.$$

Skirtumas tarp ATLAS-LG ir KAM maksimalių ir minimalių reikšmių:

$$F_{A_{\max}} = 227,01 \text{ kN} > F_{KAM_{\max}} = 197,27 \text{ kN},$$

$$F_{A_{\min}} = 31,81 \text{ kN} < F_{KAM_{\min}} = 44,83 \text{ kN}.$$

Nustatomos sklaidos charakteristikos: duomenų aibės plotis, kvartilių skirtumas, dispersija, standartinis nuokrypis, variacijos koeficientas.

Duomenų aibės plotis:

$$w_F = F_{\max} - F_{\min},$$

$$w_{F_A} = 227,01 - 31,81 = 195,20 \text{ kN}, w_{F_{KAM}} = 197,27 - 44,83 = 152,44 \text{ kN}.$$

Kvartilių skirtumas:

$$iqr_F = q_{3F} - q_{1F},$$

$$iqr_{F_A} = q_{3F_A} - q_{1F_A} = 117,27 - 68,16 = 49,11 \text{ kN},$$

$$iqr_{F_{KAM}} = q_{3F_{KAM}} - q_{1F_{KAM}} = 124,61 - 68,79 = 55,82 \text{ kN}.$$

Imties dispersija:

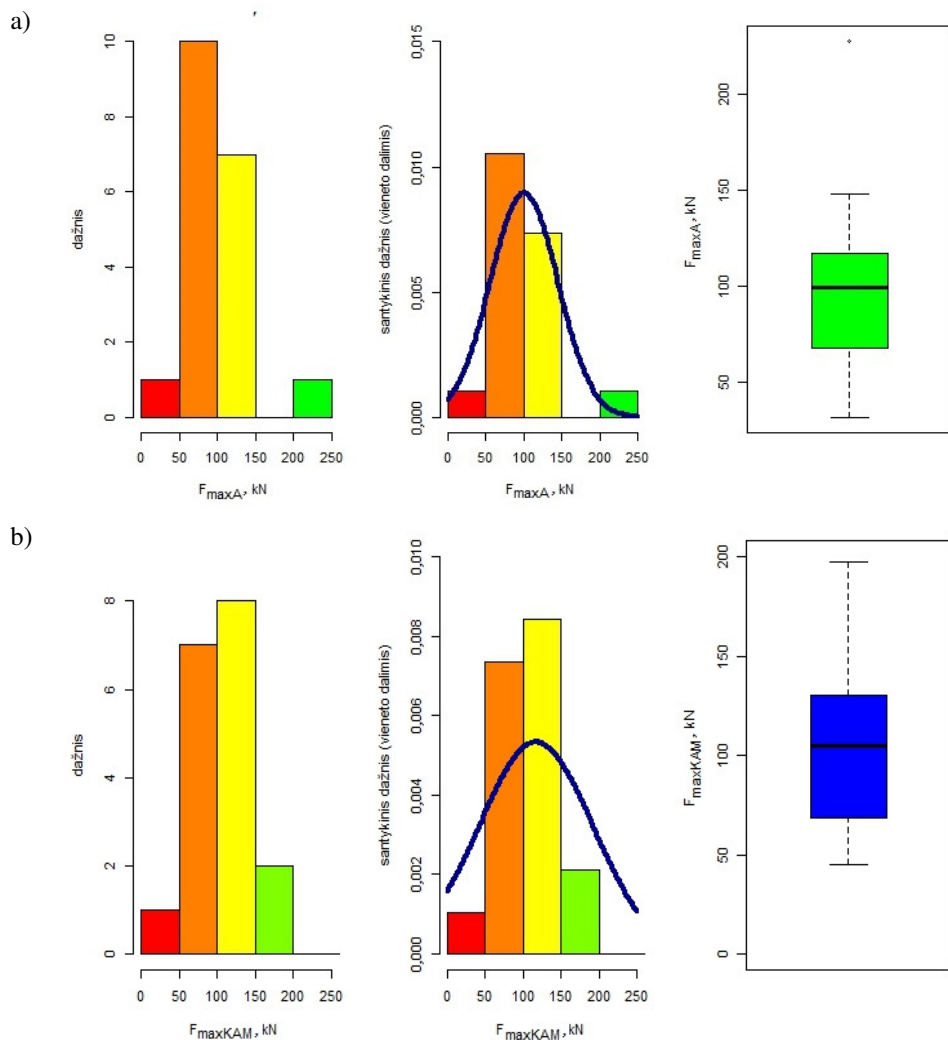
$$s_F^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (F_i - \bar{F})^2, s_{F_A}^2 = 1979,47 \text{ kN}^2, s_{F_{KAM}}^2 = 5595,36 \text{ kN}^2.$$

Imties standartinis nuokrypis:

$$s_{oF} = \sqrt{s_F^2}, s_{oF_A} = 44,49 \text{ kN}, s_{oF_{KAM}} = 74,80 \text{ kN}.$$

Variacijos koeficientas:

$$cv_F = \frac{s_{oF}}{\bar{F}}, cv_{F_A} = \frac{44,49}{99,9} \cdot 100\% = 44,49\%, cv_{F_{KAM}} = \frac{74,80}{116,6} \cdot 100\% = 64,15\%.$$



4.29 pav. Maksimalių jėgų dažniai, santykiniai dažniai, stačiakampės diagramos pagal: a) pagal ATLAS-LG sistemos gautus rezultatus, b) pagal KAM gautus rezultatus

Fig. 4.29. Frequencies of maximum forces, relative frequencies and rectangular diagrams according to the results obtained from: a) the ATLAS-LG system, b) KAM

Nustatomos dažnių skirstinio formos charakteristikos: asimetrijos ir eksceso koeficientai. Norint apskaičiuoti imties asimetrijos ir eksceso koeficientus, pirmiausia reikia rasti trečiąjį ir ketvirtąjį centrinius momentus m_{3F} ir m_{4F} :

$$m_{3F} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (F_i - \bar{F})^3, \quad m_{4F} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (F_i - \bar{F})^4,$$

$$m_{3F_A} = 86\,101 \text{ kN}^3, \quad m_{4F_A} = 16\,239\,546 \text{ kN}^4,$$

$$m_{3F_{KAM}} = 38\,081 \text{ kN}^3, \quad m_{4F_{KAM}} = 258\,395\,465 \text{ kN}^4.$$

Tada imties asimetrijos koeficientai:

$$g_{1F} = \frac{m_{3F}}{s_{oF}^3}, \quad g_{1F_A} = 0,98, \quad g_{1F_{KAM}} = 2,21.$$

Eksceso koeficientai:

$$g_{2F} = \frac{m_{4F}}{s_{oF}^4}, \quad g_{2F_A} = 4,14, \quad g_{2F_{KAM}} = 8,25.$$

Iškelta hipotezė: ar jėgų reikšmės, gautos skirtingais metodais skiriasi? Skirtingais metodais gautų jėgų reikšmės tikrinamos pagal Stjudento (Student) kriterijų (Sivilevičius 2000):

$$T = \frac{\bar{F}_{KAM} - \bar{F}_A}{\sqrt{(n_{KAM} - n_A)s_{oFKAM}^2 + (n_{KAM} - 1)s_{oFA}^2}} \sqrt{\frac{n_{KAM}n_A(n_{KAM} + n_A - 2)}{n_{KAM} + n_A}}, \quad (4.10)$$

Nustatyta, kad pagal 0,05 reikšmingumo lygį, grupių statistika $T = -0,067$ yra mažesnė už kritinį tašką $t_{t \text{ krit}} = (0,05/1) = 6,313$, $T = -0,067 < t_{t \text{ krit}} = 6,313$.

Tikrinimas pagal Bartleto kriterijų:

$$B = \frac{2,303 \left(b \cdot \lg s_{vid}^2 - \sum_{i=1}^l b \cdot \lg s_{oi}^2 \right)}{1 + \frac{1}{3(l-1)} \left[\sum_{i=1}^l \left(\frac{1}{b_i} - \frac{1}{b} \right) \right]}, \quad (4.11)$$

čia l – liginamųjų grupių skaičius, $l=2$; b_i – laisvės laipsnių skaičius, $b_i = n_i - 1$; $b = \sum_{i=1}^l b_i$; s_{0i}^2 – i -tosios grupės dispersija; s_{vid}^2 – abiejų grupių vidutinė

svertinė dispersija, $s_{vid}^2 = \frac{\sum_{i=1}^l b_i s_{0i}^2}{b}$.

Nustatyta, kad pagal 0,05 reikšmingumo lygį, grupių statistika $B=0,248$ yra mažesnė už kritinį tašką $\chi_{B\ krit}^2 = (0,05/1) = 3,841$, $B=0,248 < \chi_{B\ krit}^2 = 3,841$.

Palygintos dvi nepriklausomos imtys, apskaičiuotos padėties charakteristikos, nustatytos dažnių skirstinio formos ir sklaidos charakteristikos.

Palyginus ATLAS-LG ir KAM jėgų reikšmių imčių kvartilius, nustatyta, kad pirmieji q_{1F} ir q_{2F} kvartiliai beveik sutampa, o palyginus trečiuosius q_{3F} kvartilius – 80 kN skirtumas.

Sistemos ATLAS-LG gauta maksimalios jėgos reikšmė didesnė nei KAM, tačiau KAM metodika gauta minimali jėgų reikšmė mažesnė nei sistemos ATLAS-LG. Skirtumas tarp vidutinių jėgų reikšmių: $\bar{F}_{KAM} - \bar{F}_A = 16,70$ kN.

Nustatyta, kad abiejų grupių (sistemos ATLAS-LG ir KAM metodikos) dispersijos ir santykiniai nuokrypiai skiriasi nereikšmingai ir kad abi skaičiavimo metodikos vienodai patikimos.

4.6. Ketvirtojo skyriaus išvados

1. Tyrimas parodė, kad sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematinis modelis leidžia nagrinėti rato ir bėgio nusidėvėjimo problemas, nustatyti rato su iščiuoža – bėgio kontakte veikiančias jėgas, jų dydžius bei rato iščiuožos (ištrupėjimo) veikimo vietas.

2. Tyrimų rezultatai parodė, kad esant rato spinduliui 495 mm ir atsiradus 100 mm ilgio ir 2,53 mm gylio iščiuožai rato ir bėgio kontakto zonoje, esant greičiui $v = 100$ km/h, ratas 0,0003 s praranda kontaktą su bėgiu.

3. Lyginamasis tyrimas bėgio, per tarpinę veikiančios pabėgius jėgos, smūgio metu ir kai rate nėra iščiuožos, parodė, kad rato vertikaliąją kontaktinę jėga veikianti nuo rato į bėgį, pasiskirsto po keturis pabėgius į abi puses.

4. Lyginant rato su iščiuoža ir bėgio poslinkius, po to, kai dėl rato iščiuožos, kontakto zonoje susidaro smūgio jėgos laiko tarpuose 0,06 s, 0,17 s, 0,28 s, 0,39 s ir 0,50 s ir stebimi kontakto praradimai.

5. Pagal vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodiką palyginus masių m_{bg1} ir m_R poslinkius, nustatyta, kad kuo didesnis riedmens judėjimo

greitis ir mažesnė rato vertikalioji apkrova, aširačio masės m_{bg1} poslinkių amplitudė yra didesnė, kaip ir poslinkio kitimo dažnis.

6. Pagal sukurtą vertikaliųjų kontaktinių apkrovų nustatymo metodą nustatyta, kad smūgio jėga didėja, mažėjant rato spinduliui ir didėjant deviacijos kampui Ψ . Didėjant proporcingumo koeficientui λ , maksimali smūgio jėga mažėja.

7. Palyginus KAM su kitų autorių kontaktinių jėgų metodais gautomis reikšmėmis, nustatyta, kad esant rato spinduliui 475 mm, iščiuožos ilgiui 100 mm, o gyliui 1,56 mm, maksimalios jėgų reikšmės iki 40 km/h greičio yra artimos Herco, o nuo 70 km/h – Zhu kontakto metodui. Esant iščiuožos gyliui 0,9 mm maksimalios jėgų reikšmės, iki 43 km/h riedmens judėjimo greičio, artimesnės Nielsono tiesiniam metodui, nuo 60 km/h iki 100 km/h greičio – KAM siekia viršutinės ribas. Kai riedmens greitis nuo 43 iki 56 km/h, KAM maksimalių jėgų reikšmės sutampa su kitų autorių maksimalių jėgų metodais gautomis reikšmėmis.

8. Palyginus KAM su ATLAS-LG posistemio pateiktais bandymų rezultatais nustatyta, kad daugeliu atvejų maksimalių jėgų reikšmės panašios arba sutampa. Atlikus statistinius skaičiavimus nustatyta, kad pagal ATLAS-LG posistemio ir KAM metodikos gautus rezultatus dispersijos ir santykiniai nuokrypiai skiriasi nereikšmingai ir kad abi skaičiavimo metodikos vienodai patikimos.

Bendrosios išvados

1. Sukurtas sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematinis modelis, pagrįstas kontakto zonos padalinimu, įvertinus rato pažaidas, bėgio nelygumus skverbti. Matematinis modelis tarp dviejų kontaktuojančių paviršiaus taškų kiekvienu laiko momentu leidžia nustatyti tampraus slydimo greičius, išilginius santykinius slydimus, normalines ir trinties jėgas, trinties jėgų sukimo momentus veikiančius aširatį ir vidutines šių charakteristikų reikšmes, siekiant pailginti rato ir bėgio eksploatavimo laikotarpį, sumažinti traukinių eismo avaringumą, saugoti aplinką, žmonių sveikatą ir gyvybę.

2. Naudojant sukurtą sistemos „Riedmuo-Kelias“ matematinį modelį ištirti sistemos „Riedmuo-Kelias“ dinaminiai procesai, kai riedmens greitis 100 km/h, statinė ašinė rato apkrova yra 100 kN, $R_{W0} = 0,495$ m, $\Delta_F = 2,53$ mm, $L_F = 100$ mm. Nustatyta, kad smūgio jėga bėgį apkrauna po keturis pabėgius į abi puses nuo labiausiai apkrauto pabėgio. Lyginant rato su iščiuoža ir bėgio vertikalius poslinkius, stebimi trumpalaikiai kontakto praradimai. Gauti sistemos „Riedmuo-Kelias“ vertikalios rato su iščiuoža ir bėgio kontaktinės jėgos bei aširačio pagreičio spektrai. Maksimali vertikalios rato ir bėgio jėgos amplitudė (40 kN) yra esant dažniui $f = 503$ Hz, pagreičio amplitudės maksimali reikšmė - esant $2f = 1006$ Hz.

3. Atliktas sistemos „Riedmuo-Kelias“ dinaminių procesų tyrimas, esant skirtingiems rato iščiūožų dydžiams, važiavimo greičiams ir rato statinėms apkrovoms. Nustatyta, kad kuo didesnis riedmens judėjimo greitis ir mažesnė rato vertikalioji apkrova, masės m_{bg1} poslinkių amplitudė bei poslinkio kitimo dažnis yra didesni. Taip pat nustatyta, kad mažėjant rato spinduliui ir didėjant deviacijos kampui smūgio jėga didėja, o didėjant proporcingumo koeficientui, maksimali smūgio jėga mažėja.

4. Supaprastinta vertikalių kontaktinių apkrovų nustatymo metodika palyginta su sistemos ATLAS-LG ir kitų autorių kontaktinių jėgų metodais gautomis reikšmėmis. Nustatyta, kad siūloma metodika sutampa su kitų autorių metodais gautomis reikšmėmis, kai judėjimo greitis iki 56 km/h. Esant greičiams iki 56 km/h su sistema ATLAS-LG tikrinamos traukinių kontaktinės jėgos, veikiančios bėgį.

5. Atlikus statistinių duomenų analizę nustatyta, kad pagal posistemio ATLAS-LG ir supaprastintą vertikalių kontaktinių apkrovų nustatymo metodiką gautus rezultatus, dispersijos ir santykiniai nuokrypiai skiriasi nereikšmingai ir kad abi skaičiavimo metodikos vienodai patikimos.

Literatūra ir šaltiniai

- Aladjev, V. Z.; Bogdevicius, M. A. 2006. *Maple: Programming, Physical and engineering Problems*. Fultus Corporation, 404 p.
- Andersson, R.; Tortensson, P. T.; Kabo, E.; Larsson, F. 2015. The influence of rail surface irregularities on contact forces and local stresses, *Vehicle system dynamics* 53(1): 68–87.
- Barke, D. W.; Chiu, W. K. 2005. A review of the effects of out – of – round wheels on track and vehicle components, *Rail and Rapid Transit* 219(3): 151–175.
- Bazaras, Ž. 2013. *Geležinkelio sąstato dinamika: mokomoji knyga*. Vilnius: Lietuvos edukologijos universiteto leidykla. 212 p.
- Belotti, V.; Crenna, F.; Michelini, R. C.; Rossi, G. B. 2006. Wheel – flat diagnostic tool via wavelet transform, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20: 1953–1966.
- Bezin, Y.; Iwnicki, S. D.; Cavalletti, M.; Vries, E.; Shahzad, F. G. 2009. An investigation of sleeper voids using a flexible track model integrated with railway multi – body Dynamics, *Rail and Rapid Transit* 6: 597–607.
- Bian, J.; Gu, Y.; Murray M. H. 2013. A dynamic wheel–rail impact analysis of railway track under wheel flat by finite element analysis, *Vehicle System Dynamics* 51(6): 784–797.
- Bogdevičius, M. 2008. *Mechatroninių sistemų ir elementų modeliavimas*. Vilnius: Vilniaus pedagoginio universiteto leidykla. 265 p.
- Bogdevičius, M. 2012. *Transporto priemonių dinamika*. Vilnius: Technika. 206 p.

- Bureika, G.; Mikaliūnas, Š. 2002. Peculiarities of traction forces in wheel/rail contact area, *Transport* 17(1): 8–14.
- Bureika, G.; Lingaitis, L.; Mikaliūnas, Š. 2004. Investigation of dynamic models of independently rotating wheels of wagons, *Transport* 19(1): 28–31.
- Butkevičius, J.; Jaržemskis, A. 2000. Geležinkelių transporto plėtros Europoje perspektyvos, *Transportas* 15(16): 272–278.
- Czaplicki, J. M. 2007. On the system: truck-workshop in the queue theory tems, *Maintenance and Reliability* 3(35): 7–10.
- Coccia, S.; Bartoli, I.; Salamone, S.; Philips, R.; Lanza di Scalea, F.; Fateh, M.; Carr, G. 2009. Noncontact ultrasonic guided wave detection of rail defects, *Transportation Research* 2117(2117): 77–84.
- Correa, N.; Vadillon, E. G.; Javier Santamaria; Josu Gómez. 2014. On the study of train–track dynamic interactions caused by rail welds on discrete supported rails, *Wear* 314: 291–298.
- Dailydka, S.; Lingaitis, L. P.; Myamlin, S.; Prichodko, V. 2008. Modelling the interaction between railway wheel and rail, *Transport* 23(3): 236–239.
- Dikmen, F.; Bayraktar, M.; Guclu, R. 2013. Dynamic analysis of rail vehicle axle, *Sadhana* 38(2): 265–280.
- Ferrara, R.; Leonardi, G.; Jourdan, F. 2012. Numerical Modelling of Train Induced Vibrations, *Procedia– Social and Behavioral Sciences (Sciencedirect)* 53: 155–165.
- Gailienė, I.; Podagėlis, I.; Slepakovas, O. 2008. Research on the lifetime of the switch and assumptions of increasing it, *Transport* 23(2): 150–155.
- Gear, C. W. 1971. Simultaneous Numerical Solution of Differential–Algebraic Equations, *IEEE Transactions on Circuit Theory* 18(1): 89–95.
- Geležinkelių eismo taisyklės* (GET). 2000. Lietuvos Respublikos susisiekimo ministro 1999 m. gruodžio 30 d. įsakymas Nr. 452, Informacijos ir leidybos centras, Vilnius, 2000. 83 p.
- Geležinkelio kelio priežiūros taisyklės K-111* (GKPT), Vilnius: SPAB „Lietuvos geležinkeliai“. 2000. 213 p.
- Guler, H.; Jovanovic, S.; Evren, G. 2011. Modelling railway track geometry deterioration, *Transport* 164(2): 65–75.
- Hall, L. 2003. Simulations and analyses of train-induced ground vibrations in finite element models, *Soil Dynamics and Earthquake Engineering* 23: 403–413.
- Hawari, H. M.; Murray, M. H. 2006. Correlating Vehicle Forces and Track Profile, *Proc. of the Conference on Railway Engineering, April 30th – May 3rd., 2005, Melbourne*, 259–266.
- Hiensch, M.; Nielsen, J. C. O. 2002. Verheijen E. Rail corrugation in The Netherlands: Measurements and simulations, *Wear* 253: 140–149.
- Igeland, A. 1996. Railhead corrugation growth explained by dynaic interaction between track and bogie wheelsets. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F—J. Rail Rapid Transit* 210: 11–20.

- Jia, S.; Dhanasekar, M. 2007. Detection of rail wheel flat using wavelet approaches, *Structural Health Monitoring*, 6: 121–131.
- Johansson, A.; Nielsen, J. C. O. 2007. Rail roughness growth – influence of powered wheelsets with wheel tread irregularities, *Wear*, 262: 1296–1307.
- Johansson, A.; Nielsen, J. C. O.; Rikard Bolmsvik; Anders Karlström; Roger Lundén. 2008. Under sleeper pads—Influence on dynamic train–track interaction, *Wear*, 265: 1479–1487.
- Kaewunruen, S.; Remennikov, A. M. 2009. Impact capacity of railway prestressed concrete sleepers, *Engineering failure analysis*, 16: 1520–1532.
- Kalker, J. J. 1991. Wheel–rail rolling contact theory, *Wear*, 144: 243–261.
- Keršys, R.; Bazaras, Ž.; Griškevičius, P. 1999. Vagono vertikalios dinamikos modeliavimas, *Transport engineering*, 5: 40–42.
- Klotzinger, E. 2008. Der Oberbauschotter Teil 1: Anforderungen und Beanspruchung, *ETR*, 1(2): 34–41.
- Kouroussis, G.; Gazetas, G.; Anastasopoulos, I.; Conti, C.; Verlinden, O. 2011. Discrete modelling of vertical track–soil coupling for vehicle–track dynamics, *Soil Dynamics and Earthquake Engineering* 31 (12): 1711–1723.
- Kumar, V.; Rastogi, V. 2009. Investigation of vertical dynamic behaviour and modelling of a typical Indian rail road vehicle through bond graph, *World Journal of Modelling and Simulation* 5 (2): 130–138.
- Lewis, R.; Olofsson, U. 2009. *Wheel–rail interface handbook*. Royal Institute of Technology, Sweden. 856 p.
- Lietuvos geležinkeliai. 2011. Ataskaita. Traukinių ratų patikra Kenos stotyje. RRP sistema ATLAS -LG. 110 p.
- Love, A. E. H. 1906. *A treatise on the mathematical theory of elasticity*. Cambridge: at the University Press. 580 p.
- Mačiūnas, E.; Juozulynas, A.; Genytė, L. 1999. Triukšmo įtaka žmonių sergamumui, *Sveikatos aplinka* 2: 46–48.
- Maskeliūnaitė, L.; Sivilevičius, H. 2014. The model for evaluating the criteria describing the quality of the trip by international train, *Technological and economic development of economy* 20(3): 484–506.
- Mazilu, T. 2007. A dynamic model for the impact between the wheel flat and rail, *U.P.B. Science Bulletin, series D*, 69: 131–144.
- Molodova, M.; Li, Z.; Dollevoet, R. 2009. Simulation of dynamic responses of vehicle–track system for detection of track short wave defects, in *Proceedings of the 8th international conference on contact mechanics and wear of rail/wheel systems, Florence, Italy, 2009*. 1121–1130.
- Newmark, N.M. 1959. A method of computation for structural dynamics, *Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE*, 85(EM3), 67–94.

Newton, S. D.; Clark, R. A. 1999. An investigation into the dynamic effects on the rail of wheel flats on railway vehicles, *Journal of Mechanical Engineering Science* 21: 869–878.

Nielsen, J. C. O. 2003. Numerical prediction of rail roughness growth on tangent tracks, *Journal Sound and Vibration* 267: 537–548.

Nielsen, J. C. O.; Abrahamsson, T. J. S. 1992. Coupling of physical and modal components for analysis of moving non-linear dynamic systems on general beam structures, *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 33(9): 1843–1859.

Nielsen, J. C. O.; Lunden, R.; Johansson, A.; Verneresson, T. 2010. Train-Track Interaction and Mechanisms of Irregular Wear on Wheel and Rail Surfaces, *Vehicle System Dynamics* 40(1–3): 3–54.

Nielsen, J. C. O.; Oscarsson, J. 2004. Simulation of dynamic train-track interaction with state-dependent track properties. *Journal of Sound and Vibration* 275(3–5): 515–532.

Nielsen, J. C. O. 2008. High-frequency vertical wheel-rail contact forces – Validation of a prediction model by field testing, *Wear* 265: 1465–1471.

Papaelias, M. Ph.; Roberts, C.; Davis, C. L. 2008. A review on non-destructive evaluation of rail: state-of-the-art and future development, *Rail and Rapid Transit* 4: 367–383.

Pieringer, A.; Kropp, W. 2008. A fast time-domain model for wheel/rail interaction demonstrated for the case of impact forces caused by wheel flats, *Proceedings of Acoustics 08 Paris, June 29-July 4, 2008* (published on CD) [interaktyvus]. [žiūrėta 2012 m. kovo 7 d.]. Prieiga per internetą: available from Internet: http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/74235/local_74235.pdf.

Pieringer, A.; Kropp, W.; Nielsen, J. C. O. 2014. The influence of contact modelling on simulated wheel/rail interaction due to wheel flats, *Wear* 314(1–2): 273–281.

Pogorelov D. 1998. Differential-algebraic equations in multibody system modeling, *Numer Algorithms* 19: 183–194.

Polach, O. 2002. Optimierung moderner Lok-Drehgestelle durch fahrzeugdynamische Systemanalyse, *EI-Eisenbahningenieur*, Publishing Eurailpress, Germany, 53(7): 50–57.

Pombo, J.; Ambrósio, J.; Pereira, M.; Lewis, R.; Ariaudo, R. D. J. C.; Kuka, N. 2010. A Railway Wheel Wear Prediction Tool Based On A Multibody Software, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 48(3): 751–770.

Povilaitienė, I.; Kamaitis, I. Z.; Podagėlis, I. 2006. Geležinkelio vėžės pločio įtaka bėgių šoniniam dilimui kreivėse, *Journal of civil engineering and management* 3: 255–260.

Ramūnas, V. 2013. Geležinkelio skaldos balasto prizmės funkcijos ir jai keliami reikalavimai, *Jaunųjų mokslininkų darbai* [Journal of young scientists] 1(39): 168–174. ISSN 1648-8776.

Ringsberg, J. W.; Loo – Morrey, M.; Josefson, B. L.; Kapoor, A.; Beynon, J. H. 2000. Prediction of fatigue crack initiation for rolling contact fatigue, *International Journal of Fatigue* 22(3): 205–215.

- Sackfield, A.; Dini, D.; Hills, D. A. 2006. The contact problem for a wheel having a 'flat', *Wear* 261(11–12): 1265–1270.
- Sackfield, A.; Dini, D.; Hills, D. A. 2007. Contact of a rotating wheel with a flat, *International Journal of Solids and Structures* 44(10): 3304–3316.
- Scalea, F. L.; Bartoli, I.; Rizzo, P.; Fateh, M. 2005. High-speed defect detection in rails by noncontact guided ultrasonic testing, *Transportation research record* 2005: 66–77.
- Shabana, A. A.; El-Ghandour, A. I.; Zaazaa, K. E. 2011. Study of the effect of the spiral geometry on wheel/rail contact forces, *Journal of Multi-body Dynamics* 225(2): 111–125.
- Shabana, A. A.; Rathod, C. 2007. Geometric coupling in the wheel/rail contact formulations: a comparative study, *Journal of Multi-body Dynamics* 221 (2): 147–160.
- Shakina, A. V.; Fadeev, V. S.; Shtanov, O. V. 2011. The research of the wear mechanisms in the “wheel – rail” system. *Modern materials and technologies 2011: in Proceedings International Xtn Russian–Chinese Symposium*. Khabarovsk: Pacific National University: 211–216.
- Sistemas ATLAS-LG techninis aprašymas*. 2006. VAE Eisenbahnsysteme. 22 p.
- Sivilevičius, H. 2000. Lietuvoje naudojamų asfaltbetonio maišytuvų analizė ir kokybės vertinimas, *Miestų plėtra ir keliai*, mokslo žurnalo *Statyba* priedas: 60–71.
- Sivilevičius, H. 2011. Modelling the interaction of transport system elements, *Transport*, 26(1): 20–34.
- Sivilevičius, H.; Maskeliūnaitė, L. 2014. The numerical example for evaluating the criteria describing the quality of the trip by international, *E&M Economics and Management* 2: 73–86.
- Sivilevičius, H.; Vansauskas, V. 2013. Research and evaluation of ruts in the asphalt pavement on Lithuanian highways, *Journal of civil and management* 19(5): 609–621.
- Sokolovskij, E.; Matijošius, J. 2012. *Transporto priemonių konstrukcinės ir eksploatacinės medžiagos*: laboratorinių darbų metodikos nurodymai. Vilnius: Technika. 56 p.
- Steenbergen, M. J. M. M. 2007 The role of the contact geometry in wheel–rail impact due to wheel flats, *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 45: 1097–1116.
- Suzumura; Sone, Y.; Ishizaki, A.; Yamashita, D.; Nakajima, Y.; Ishida M. 2011. In situ X-ray analytical study on the alteration process of iron oxide layers at the railhead surface while under railway traffic, *Wear*, 271: 47–53.
- Tănăsioiu, A.; Ion Copaci. 2007. Modelling of the dynamic interaction vehicle–railway induced by high–speed trains. *Annals of the University of Petroșani, Mechanical Engineering* 9: 163–166.
- Techninio geležinkelių naudojimo nuostatai (TNN)*. Lietuvos Respublikos susisiekimo ministro 1996 m. rugsėjo 20 d. įsakymas Nr. 297.
- Techninės vagonų priežiūros instrukcija 66/V (TVPI)*. Vilnius: AB „Lietuvos geležinkeliai“. 2011. 135 p.

- Ten, E. 2012. *Diagnostika kolesnyx par podvizhnogo sostava s pomashiju vesoizmeritelnoi sistemy*. Avtoreferat disertacini, Chabarovsk, 17 p. (in Russian).
- Uzzal, R. U. A.; Stiharu, I.; Ahmed, W. 2009. Design and Analysis of MEMS based Accelerometer for Automatic Detection of Railway Wheel Flat, *International Scholarly and Scientific Research & Innovation* 3(5): 785–793.
- Uzzal, R. U. A.; Waiz Ahmed; Subhash Rakheja. 2008. Dynamic analysis of railway vehicle–track interactions due to wheel flat with a pitch–plane vehicle model, *Journal of Mechanical Engineering* 39(2), 86–94. The Institution of Engineers, Bangladesh.
- Vasauskas, V.; Bazaras, Ž.; Čapas, V. 2005. Strength anisotropy of railway wheels under contact load *Mechanika* 1(51): 31–38.
- Vostroukhov, A. V.; Metrikine, A. V. 2003. Periodically supported beam on a visco–elastic layer as a model for dynamic analysis of a high–speed railway track, *International Journal Solids and Structures* 40: 5723–5752.
- Wang, K.; Liu, P. F.; Zhai, W.; Huang, Ch.; Chen, Z.; Gao, J. 2015. Wheel/rail dynamic interaction due to excitation of rail corrugation in high–speed railway, *Special Topic: High–speed Railway Infrastructure* 58(2): 226–235.
- Ward, Ch. P.; Goodball, R. M.; Dixon, R. 2011. Contact force estimation in the railway vehicle wheel–rail interface, in *Proc. of the 18th IFAC world congress, Milano, Italy, August 28 – September 2, 2011*, 4398 – 4403.
- Wasiwitono, U.; Zheng, D.; Chiu, W. K. 2007. How useful is track acceleration for monitoring impact loads generated by wheel defects?, in *Proc. of the 5th Australasian Congress on Applied Mechanics, ACAM 2007, 10–12 December 2007, Brisbane, Australia*, 502–507.
- Wiest, M.; Kassa, E.; Daves, W.; Nielsen, J. C. O.; Ossberger, H. 2008. Assessment of methods for calculating contact pressure in wheel–rail/switch contact, *Wear* 265: 1439–1445.
- Wu, T. X.; Thompson, D. J. 2002. A hybrid model for the noise generation due to railway wheel flats, *Journal of Sound and Vibration* 251: 115–139.
- Xia, F.; Cole, C.; Wolfs, P. 2008. Grey box–based inverse wagon model to predict wheelrail contact forces from measured wagon body responses, *Vehicle system dynamics* 46: 469–479.
- Zakeri Jabbar Ali; Xia He; Fan Jun Jie. 2009. Dynamic responses of train–track system to single rail irregularity, *Latin American Journal of Solids and Structures* 6: 89–104.
- Zhai, W. M.; Sun, X. A. 1994. Detailed model for investigating vertical interaction between railway vehicle and track, *Vehicle Syst Dyn* 23: 603–615.
- Zhang Y. J.; Murray, M. H.; Ferreira, L. 2000. Modelling rail track performance: integrated approach, *Transport* 141(4): 187–194.
- Zhang, Sh.; X. Xiao, Z.; Wen, X. Jin. 2008. Effect of unsupported sleepers on wheel/rail normal load, *Soil Dynamics and Earthquake Engineering* 28: 662–673.

Zhao, J.; Chan, A. H. C.; Burrow, M. P. N. 2007. Probabilistic model for predicting rail breaks and controlling risk of derailment, *Transportation Research Record* 1995: 76–83. doi:10.3141/1995-10.

Zhyzhko, V. 2009. Checking of mathematical model of railway vehicles dynamic, *Proceedings of the 6th International Scientific Conference TRANSBALTICA*: 260–262

Zhu, Y.; Olofsson, U. 2012. An adhesion model for wheel–rail contact at the micro level using measured 3d surfaces, *Wear* 314(1–2), 15: 62–170.

Zhu, J. J.; Ahmed, A. K. W.; Rakheja, S. 2007. An Adaptive Contact Model for Simulation of Wheel–rail Impact Load due to a Wheel Flat, in *Proc. of the 13th National Conference on Mechanisms and Machines*, IISc, Bangalore, India, December 12–13, 2007, NaCoMM–2007–046: 157–164.

Zhu, Y. 2013. *Adhesion in the wheel–rail contact*. Doctoral thesis, Department of Machine Design, Royal Institute of Technology, Stockholm. ISBN 978–91–7501–896–6.

Гарипов, Д. С. 2012. *Прогнозирование развития ползуна и оценка его влияния на динамику колеса*. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Самарский государственный университет путей сообщения. 153 с. (in Russian).

Кармацкий, В. Ф.; Тюленев, О. В. 2008. *Система осмотра и освидетельствования колесных пар вагонов колеи 1520 мм*. Екатеринбург: УрГУПС. 25 с. (in Russian).

Касимов, Б. Р. 2009. *Исследование роста внутренних продольных трещин в рельсе в зоне выколов*. (in Russian) [interaktyvus]. [žiūrėta 2012 m. balandžio 17 d.]. Priega per internetą: http://www.rusnauka.com/17_APSN_2009/Tecnic/48342.doc.htm

Коган, А. Я.; Пейч, Ю. Л. 2002. Расчет нестационарного напряженно-деформированного состояния элементов конструкции пути в зоне стыка рельса. *Вестник ВНИИЖТ* 2: 31–39 (in Russian).

Кочетков, А. С. 2011. *Разработка методики браковки дефектов поверхности катания колесных пар в движении*. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: Сибирский государственный университет путей сообщения. 23 с. (in Russian).

Марков, Д. П. 2004. Задир боковых поверхностей рельсов и гребней колес, *Вестник ВНИИЖТ* 4: 53–57 (in Russian).

Марков, Д. П. 2005. Коэффициенты трения и сцепления при взаимодействии колес с рельсами, *Вестник ВНИИЖТ* 4: 3–9 (in Russian).

Погорелов, Д. Ю.; Павлюков, А. Э.; Юдакова, Т. А.; Котов С. В. Моделирование контактных взаимодействий в задачах динамики систем тел. *Динамика, прочность и надежность транспортных машин*: Сб. науч. тр. / Под ред. В.И. Сакало. Брянск: БГТУ, 2001. С. 11–23

Сладковский, А.В.; Погорелов, Д.Ю. 2007. Исследование динамического взаимодействия в контакте колесо-рельс при наличии ползунов на колесной паре. *Вісник Східноукраїнського національного університету* 5 (123): 88–95. (in Russian).

Тимошенко, С. П.; Гудьер, Дж. *Теория упругости*. 1979. Москва: Наука. 576 с. (in Russian).

Шаламова, О. А. 2001. *Повышение эксплуатационной стойкости рельсов за счет выбора рациональных режимов и условий технологического процесса шлифования*. Диссертация. канд. техн. наук: Новосибирск. 125 с. (in Russian).

Языков, В. Н. 2004. *Применение модели негерцевского контакта колеса с рельсом для оценки динамических качеств грузового тепловоза*. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. БГТУ, Брянск. 125 с. (in Russian).

Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sarašas

Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Bogdevičius, M.; Zygiene, R. 2014. Simulation dynamic processes of rail vehicle and rail with irregularities. *Journal KONES* 21(2): 48–51. ISSN 1231-4005, DOI:10.5604/12314005.1133858, ICID: 1133858.

Žygienė, R.; Bogdevičius, M.; Dabulevičienė, L. 2014. A mathematical model and simulation results of the dynamic system railway vehicle wheel-track with a wheel flat. *Mokslas – Lietuvos ateitis: Transporto inžinerija* 6(5): 95–101. ISSN 2029-2341, DOI: 10.3846/mla.2014.696, ICID: 1138942.

Žygienė, R.; Orlovienė, J. 2010. Geležinkelių bėgių defektų prognozavimas specialiąja RDM -22 programa. *Technologijos mokslo darbai Vakarų Lietuvoje VII*: Klaipėdos universitetas. Klaipėda: Klaipėdos universiteto leidykla, T.7, 340–345. ISSN 1822-4652.

Žygienė, R.; Bogdevičius, P. 2012. Geležinkelių bėgių defektų tyrimų problemos. *Technologijos mokslo darbai Vakarų Lietuvoje VIII*, 2012 m. gegužės mėn. 18 d. Klaipėdos universitetas. Klaipėda: Klaipėdos universiteto leidykla, T.8, 236–239. ISSN 1822-4652.

Bogdevičius, M.; Zygiene, R. 2014. Geležinkelio vagono rato su iščiuoža sąveikos su bėgiu tyrimas. *Technologijos mokslo darbai Vakarų Lietuvoje IX*, 2014 m. balandžio mėn. 23 d. Klaipėdos universitetas. Klaipėda: Klaipėdos universiteto leidykla, T.9, 34–39. ISSN 1822-4652.

Straipsniai kituose leidiniuose

Zygiene, R.; Bogdevicius, M. 2014. Railway vehicle investigation of dynamic processes at the wheel /rail irregularities and defects on the wheel, in *Proc. of the International Scientific Conference Horizons of Railway Transport 2014 “Sustainable rail system – cooperation in the research and innovation“*, 18–19 September 2014 Strečno, Slovak Republic. Žilina: University of Žilina, 336–345.

Priedai

A priedas. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ skaičiavimo duomenys

B priedas. Bėgių pažaidų šalinimo būdai

C priedas. Vidinių bėgių galvutės defektų (pažaidų) analizė

A priedas. Sistemos „Riedmuo-Kelias“ skaičiavimo duomenys

A.1 lentelė. Pradiniai sistemos „Riedmuo-Kelias“ skaičiavimoduomenys

Table A.1. Primary ratings of the system “Vehicle-Track”

Statinė apkrova	$F_x = 100 \text{ kN}$
Inercijos momentas apie Y ašį	$J_{yR} = 3,54 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$
Skerspjūvio plotas	$A_R = 82,65 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$
Bėgio Puasono koeficientas	$\nu_R = 0,30$
Bėgio tamprumo modulis	$E_R = 206 \text{ GPa}$
Bėgio metalo tankis	$\rho_R = 7850 \text{ kg/m}^3$
Bėgio 1 m masė	$m_R = 65 \text{ kg/m}$
Tarpinės slopinimo koeficientas	$C_{pad} = 45 \text{ kNs/m}$
Tarpinės tamprumo koeficientas	$k_{pad} = 140 \text{ MN/m}$
Tarpas tarp pabėgio centrų	$L_p = 0,5435 \text{ m}$
Pabėgio masė	$m_{sl} = 265 \text{ kg}$
Balasto sluoksnių slopinimo koeficientai:	$C_{s34} = 50 \text{ kNs/m}$
$C_{s01} = 90 \text{ kNs/m}$	$C_{s11,i,j} = 10 \text{ kNs/m}$
$C_{s12} = 70 \text{ kNs/m}$	$C_{s22,i,j} = 13 \text{ kNs/m}$
$C_{s23} = 60 \text{ kNs/m}$	$C_{s33,i,j} = 15 \text{ kNs/m}$
Balasto sluoksnių tamprumo koeficientai:	$k_{s34} = 150 \text{ MN/m},$
$k_{s01} = 180 \text{ MN/m}$	$k_{s11,i,j} = 15 \text{ MN/m}$
$k_{s12} = 170 \text{ MN/m}$	$k_{s22,i,j} = 16 \text{ MN/m}$
$k_{s23} = 160 \text{ MN/m}$	$k_{s33,i,j} = 17 \text{ MN/m}$

A.1 lentelės pabaiga
The end of the table A.1.

Balasto sluoksnių t $m_{s1} = 500 \text{ kg}$	$m_{s2} = 300 \text{ kg},$ $m_{s3} = 200 \text{ kg}$
1/8 riedmens kėbulo masės	$m_{bg4} = 8743 \text{ kg}$
1/4 vežimėlio masės	$m_{bg3} = 700 \text{ kg}$
1/2 aširačio masės	$m_{bg2} = 640 \text{ kg}$
Kontakto masė	$m_{bg1} = 110 \text{ kg}$
Riedmens kėbulo tamprumo koeficientas	$k_{bg34} = 2,55 \text{ MN/m}$
Vežimėlio tamprumo koeficientas	$k_{bg23} = 6,5 \text{ MN/m}$
Aširačio tamprumo koeficientas	$k_{bg12} = 56 \text{ MN/m}$
Riedmens kėbulo slopinimo koeficientas	$C_{bg4} = 10 \text{ kNs/m}$
Vežimėlio slopinimo koeficientas	$C_{bg3} = 100 \text{ kNs/m}$
Aširačio slopinimo koeficientas	$C_{bg2} = 50 \text{ kNs/m}$
Kontakto slopinimo koeficientas	$C_{bg1} = 44,2 \text{ kNs/m}$
Rato spindulys	$R_W = 0,495 \text{ m}$
Rato tamprumo modulis	$E_W = 210 \text{ GPa}$
Rato Puasono koeficientas	$\nu_W = 0,30$
EkspONENTė	$n = 3/2$
Maksimalus skverbties greitis	$\dot{\delta}_{\max} = 10 \text{ m/s}$
Atkūrimo koeficientas	$e = 0,65$
Trinties koeficientas tarp rato ir bėgio	$\mu(\varepsilon_{e,i}) = 0,3$
Laisvojo kritimo pagreitis	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

B priedas. Bėgių pažaidų šalinimo būdai

B.1 lentelė. Bėgių pažaidų šalinimo būdai

Table B.1. Rail defect removal methods

Būdai	Privalumai	Trūkumai:
Bėgio defektinės vietos sutvirtinimas tvarslėmis	Paprastas, greitas, reikalaujantis mažai darbo jėgos, darbas atliekamas tarpe tarp traukinių, mažos medžiagų sąnaudos (skylėms išgręžti).	Trumpas naudojimo laikas, bėgio silpninimas, defektinis bėgis yra laikomas itin stebimu, o atsiradus galimybei turi būti iškeistas.
Defektinio bėgio pakeitimas nauju bėgiu	Plačiausiai naudojamas, šis būdas yra pakankamai greitas, tačiau labai brangus, ilgas naudojimo laikas.	Didelės medžiagų sąnaudos ir didelė kaina.
Bėgio defekto (pažaidos) naikinimas termitinio suvirinimo būdu	Paprastas, greitas, ekonomiškasis technologinis procesas, nereikalaujantis papildomų energijos šaltinių, galima virinti bet kokio profilio, tipo, senumo bėgius, leidžiantis virinti bėgius sunkiai privažiuojamose vietose (tiltai, viadukai, tuneliai).	Kelio silpninimas, aliuminio termitinis suvirinimas negali būti atliekamas esant žemesnei temperatūrai
Bėgių aplydimas (apvirinimas)	Naudojamas ne tik bėgių galų defektams (pažaidoms) naikinti, bet taip pat ir pagrindinėje bėgio dalyje atsiradusiems įvairaus dydžio paviršiniam įtrūkiams šalinti.	Kelio silpninimas

C priedas. Vidinių bėgių galvutės defektų (pažaidų) analizė

RDM-22 specialiąja programa peržiūrint 2010 m. vasario mėn. bylas pasirinktoje atkarpoje buvo pastebėta bėgio galvutėje 4 mm gylyje 45 mm ilgio pažaida. Peržiūrint ankstesnius programos įrašus (pažaida programoje užfiksuota jau 2009 m. liepos mėn.), paviršinės pažaidos gylis buvo apie 1 mm. Pažaida padidėjo per penkių mėnesių laikotarpį.

Taip pat buvo nustatytos minėtos atkarpos vidinės bėgio galvutės pažaidos ir surašytos C.1 lentelėje.

C.1 lentelė. 2010 m. Kauno ruože aptiktų vidinių bėgio galvutės pažaidų analizė
Table C.1. Analysis of defects detected on internal rail heads in 2010

Pažaidos nustatymo data sekantį kartą	Pažaidos nustatymo pirmą kartą data	Skirtumas (mėnesiais)	Pažaidos dydis (mm)	Pradinis dydis (mm)	Skirtumas (mm)
2010 m. vasario mėn.	2009 m. liepos mėn.	7	6	~1	5
2010 m. vasario mėn.	2009 m. spalio mėn.	4	4	~1	3
2010 m. vasario mėn.	2009 m. gegužės mėn.	9	7	~1	6
2010 m. vasario mėn.	2009 m. spalio mėn.	4	3	~1	3
2010 m. vasario mėn.	2009 m. rugsėjo mėn.	5	3	~1	2
Vidurkis		5.8	4.6	~1	3.8

Pasirinktoje atkarpoje per 5,8 mėn. bėgių galvutės pažaidų dydis (C.1 lentelė) vidutiniškai pakito 3,8 mm.

Rasa ŽYGIENĖ

GELEŽINKELIO RIEDMENŲ RATŲ SU PAŽAIDOMIS IR
BĖGIŲ SAŲVEIKOS DINAMINIŲ PROCESŲ TYRIMAS

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,
Transporto inžinerija (03T)

RESEARCH ON THE DYNAMIC PROCESSES OF
THE INTERACTION BETWEEN THE DAMAGED
WHEELS OF A RAILWAY VEHICLE AND RAILS

Doctoral Dissertation

Technological Sciences,
Transport Engineering (03T)

2014 05 22. 3, 8 sp. I. Tiražas 20 egz.
Vilniaus Gedimino technikos universiteto
leidykla „Technika“,
Saulėtekio al. 11, 10223 Vilnius,
<http://leidykla.vgtu.lt>
Spausdino UAB „Ciklonas“
J. Jasinskio g. 15, 01111 Vilnius